

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

## **Ověření parametrů spojky osobního automobilu**

## **Verification of Vehicle Clutch Parameters**

Student:

Michal Múčka

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Michal Richtář, Ph.D.

Ostrava 2019

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Institut dopravy

## Zadání bakalářské práce

Student: **Michal Múčka**  
Studijní program: **B2341 Strojírenství**  
Studijní obor: **2301R003 Dopravní technika a technologie**  
Téma: **Ověření parametrů spojky osobního automobilu**  
**Verification of Vehicle Clutch Parameters**  
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Cílem práce je výpočet vybraných parametrů spojky osobního automobilu.

Osnova:

1. Úvod.
2. Teoretický rozbor problému.
3. Návrh a definice parametrů.
3. Výpočet vybraných parametrů a posouzení jejich vlivu.
5. Závěr.

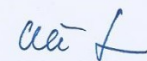
Seznam doporučené odborné literatury:

Matějka, R. Vozidla silniční dopravy I Bratislava: Alfa Bratislava, 1990. ISBN 80-05-00392-7.  
Matějka, R. Vozidla silniční dopravy II. Bratislava: Alfa Bratislava, 1990. ISBN 80-7100-074-4.  
Kovanda, J., Resl, I., Socha, J.: Konstrukce automobilů. Praha: ČVUT Praha, 1997. 120 pp., ISBN 80-01-01624-2.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Michal Richtář, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018  
Datum odevzdání: 20.05.2019



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.  
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

#### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce Ing. Michala Richtáře, Ph.D. a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. května 2019

  
Podpis: .....

Prohlašuji že,

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB - TUO“) má právo na nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. května 2019



.....  
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Michal Můčka

Bohumínská 440/48

710 00 Ostrava

Česká Republika

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

MÚČKA, M. *Ověření parametrů spojky osobního automobilu: Bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2019, 57s  
Vedoucí práce: Richtář, M.

Bakalářská práce se zabývá ověřením parametrů spojky osobního vozidla. V teoretické části jsou popsány jednotlivé části spojky, která se dnes běžně používá u osobních automobilů a vzorce pro výpočet ověření parametrů spojky, pomocí kterých jsou provedeny kontrolní výpočty. Praktická část obsahuje výpočty jednotlivých parametrů v závislosti na různé změny jízdních situací. Dále jsou porovnány parametry spojky v závislosti na modelu vozidla. K jednotlivým výpočtům byly vytvořeny grafy a tabulky s výslednými hodnotami, ke kterým je popsán bližší postup výpočtu a posouzení jejich vlivu. V závěrečné kapitole je zhodnocení dosažených výsledků z praktické části.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

MÚČKA, M. *Verification of Vehicle Clutch Parameters: Bachelor thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transportation, 2019, 57s. Thesis head: Richtář, M.

This Bachelor thesis deals with the verification of vehicle clutch parameters. The theoretical part describes the individual parts of the clutch that is commonly used in passenger cars and the formulas for calculating the verification of clutch parameters, by means of which control calculations are performed. The practical part contains calculations of individual parameters depending on different changes in driving situations. Furthermore, the clutch parameters are compared in various vehicle models. Graphs and tables with the resulting values were created for individual calculations and a more detailed description of the process of their calculation was provided, as well as the evaluation of their influence. The final chapter contains an evaluation of the results obtained from the practical part.

# Obsah

Seznam obrázků .....	7
Seznam tabulek .....	8
Seznam použitých značek .....	9
1 Úvod.....	11
2 Teoretický rozbor problému .....	12
2.1 Kotoučová třecí spojka s talířovou pružinou .....	12
2.2 Činnost spojky při rozjezdu vozidla .....	16
2.3 Výpočet přítláčné síly a měrného tlaku .....	17
2.4 Výpočet pevnostních součástí spojky .....	22
2.5 Výpočet oteplení spojky .....	25
3 Návrh a definice parametrů.....	29
3.1 Popis vozidla.....	29
3.2 Potřebná přítláčná síla v závislosti na jízdní dynamice .....	31
3.3 Závislosti na době prokluzu, práci při prokluzu, přírůstku teploty a měrné práci.....	32
3.4 Závislost na modelu vozidla .....	33
4 Výpočet vybraných parametrů a posouzení jejich vlivu .....	35
4.1 Potřebná přítláčná síla v závislosti na jízdní dynamice .....	35
4.1.1 Potřebná přítláčná síla v závislosti na rychlosti vozidla .....	35
4.1.2 Potřebná přítláčná síla v závislosti na stoupání.....	39
4.2 Závislosti na době prokluzu, práci při prokluzu a přírůstku teploty .....	42
4.2.1 Vliv hmotnosti.....	42
4.2.2 Vliv stoupání .....	44
4.2.3 Vliv rychlostního stupně .....	46
4.2.4 Vliv točivého momentu.....	48
4.3 Závislosti na měrné práci.....	49
4.3.1 Výpočet maximální stoupavosti .....	51
4.4 Závislost na modelu vozidla .....	52
4.4.1 Výpočet přítláčné síly a měrného tlaku.....	52
4.4.2 Výpočet pevnostních součástí spojky .....	53
4.4.3 Výpočet oteplení spojky .....	54
5 Závěr .....	56
Seznam použité literatury.....	57

# Seznam obrázků

<i>Obr. 2.1 Talířová pružina a její charakteristika <sup>2</sup></i> .....	13
<i>Obr. 2.2 Nový (vlevo) a opotřebený (vpravo) přítlačný kotouč BMW 118d e87</i> .....	13
<i>Obr. 2.3 Nový (vlevo) a opotřebený (vpravo) třecí kotouč BMW 118d e87</i> .....	14
<i>Obr. 2.4 Konstrukce dvouhmotového setrvačnicku <sup>4</sup></i> .....	15
<i>Obr. 2.5 Rozjezdový diagram <sup>2</sup></i> .....	16
<i>Obr. 2.6 Výpočet spojky <sup>2</sup></i> .....	17
<i>Obr. 2.7 Práce od motoru <sup>2</sup></i> .....	25
<i>Obr. 3.1 BMW řady 1 e87 <sup>8</sup></i> .....	29
<i>Obr. 4.1 Graf závislosti potřebné přítlačné síly na rychlosti vozidla</i> .....	38
<i>Obr. 4.2 Graf závislosti potřebné přítlačné síly na stoupání</i> .....	40
<i>Obr. 4.3 Graf závislosti oteplení spojky na hmotnosti vozidla s přívěsem</i> .....	43
<i>Obr. 4.4 Graf závislosti doby prokluzu na velikosti stoupání</i> .....	45
<i>Obr. 4.5 Graf závislosti oteplení spojky na době prokluzu</i> .....	47
<i>Obr. 4.6 Graf závislosti doby prokluzu spojky na velikosti točivého momentu</i> .....	48
<i>Obr. 4.7 Graf závislosti měrné práce na celkovém převodu, otáček motoru, hmotnosti vozidla a točivém momentu</i> .....	50
<i>Obr. 4.8 Graf závislosti měrné práce na stoupání</i> .....	51

# Seznam tabulek

Tab. 2.1 Rozměry třecího kotouče a talířové pružiny .....	17
Tab. 2.2 Rozmezí měrného tlaku <sup>2</sup> .....	21
Tab. 3.1 Technické parametry vozidla <sup>6</sup> .....	30
Tab. 3.2 Hodnoty stálých převodových poměrů <sup>6</sup> .....	33
Tab. 3.3 Maximální hmotnost brzděného a nebrzděného přívěsu <sup>6</sup> .....	33
Tab. 3.4 Technické parametry modelů 118d a 120d <sup>6</sup> .....	34
Tab. 4.1 Hodnoty potřebné přítláčné síly v závislosti na rychlosti vozidla .....	38
Tab. 4.2 Hodnoty potřebné přítláčné síly v závislosti na stoupání při V. rychlostním stupni .	41
Tab. 4.3 Hodnoty doby prokluzu, práce při prokluzu a teplotního přírůstku v závislosti na hmotnosti vozidla při $i_0 = 2,47$ .....	44
Tab. 4.4 Hodnoty doby prokluzu, práce při prokluzu a teplotního přírůstku v závislosti na velikosti stoupání .....	46
Tab. 4.5 Hodnoty doby prokluzu, práce při prokluzu a teplotního přírůstku v závislosti na převodovém stupni .....	47
Tab. 4.6 Hodnoty doby prokluzu, práce při prokluzu a teplotního přírůstku v závislosti na velikosti točivého momentu .....	49
Tab. 4.7 Závislosti měrné práce na celkovém převodu, otáček motoru, hmotnosti vozidla a točivém momentu .....	50
Tab. 4.8 Parametry vozidel pro výpočet <sup>6</sup> .....	52
Tab. 4.9 Porovnání hodnot přítláčné síly a měrného tlaku .....	53
Tab. 4.10 Porovnání hodnot pevnosti v krutu a délky drážek v náboji .....	54
Tab. 4.11 Porovnání doby prokluzu, práce při prokluzu, měrné práce a přírůstku teploty .....	55



# Seznam použitých značek

Značka	Význam	Jednotka
$\bar{a}$	Měrná práce	[J/cm <sup>2</sup> ]
$A_a$	Práce při zrychlení	[J]
$A_M$	Práce motoru	[J]
$A_p$	Práce při prokluzu	[J]
$c$	Měrné teplo zahřívání součástí	[kJ/kg°C]
$C_x$	Aerodynamický součinitel	[-]
$d$	Vnitřní průměr náboje	[mm]
$D$	Vnější průměr náboje	[mm]
$D_e$	Vnější průměr talířové pružiny	[mm]
$D_i$	Vnitřní průměr talířové pružiny	[mm]
$D_s$	Střední průměr	[mm]
$E$	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
$F$	Síla talířové pružiny	[N]
$F_k$	Hnací síla na kolech	[N]
$F_p$	Přítlačná síla	[N]
$H_0$	Vnitřní výška talířové pružiny	[mm]
$i_c$	Celkový převodový poměr	[-]
$i_i$	Převodový poměr prvního rychlostního stupně	[-]
$i_0$	Stálý převodový poměr	[-]
$k$	Počet třecích ploch	[-]
$K$	Tuhost pružiny	[N/mm]
$K_1$	Tvarový součinitel	[-]
$l$	Délka náboje	[mm]
$m$	hmotnost	[kg]
$M_t$	Točivý moment	[Nm]
$M_m$	Maximální točivý moment	[Nm]
$n$	Otáčky motoru	[1/s]
$O_f$	Odpor valení	[N]
$O_s$	Odpor sklonu	[N]
$O_v$	Odpor vzduchu	[N]
$p$	Měrný tlak	[Pa]
$P$	Výkon	[kW]

$Q$	Množství tepla	[J]
$r_k$	Poloměr kola	[m]
$R_1$	Vnější poloměr	[m]
$R_2$	Vnitřní poloměr	[m]
$s$	Stlačení	[mm]
$S$	Třecí plocha	[cm <sup>2</sup> ]
$S_x$	Čelní plocha	[m <sup>2</sup> ]
$S'$	Účinná plocha drážek	[mm <sup>2</sup> /mm]
$t$	Tloušťka talířové pružiny	[mm]
$t_p$	Doba prokluzu	[s]
$\Delta t$	Přírůstek teploty	[°C]
$V_n$	Náporová rychlost	[km/h]
$W_k$	Modul průřezu v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$z$	Počet drážek	[-]
$\alpha$	Úhel sklonu vozovky	[°]
$\beta$	Bezpečnostní koeficient	[-]
$\gamma$	Součinitel určující část práce při prokluzu	[-]
$\delta$	Poměr průměrů	[-]
$\mu$	Součinitel tření	[-]
$\mu_n$	Nekorigovaný součinitel tření	[-]
$\tau_{dovk}$	Dovolené napětí v krutu	[MPa]

# 1 Úvod

Spojka silničních vozidel slouží především k přenosu točivého momentu od motoru, plynulému rozjezdu vozidla, umožňuje přecházení rychlostních stupňů, stání vozidla při běžícím motoru a spouštění motoru. V práci se budu zabývat spojkou, která se dnes běžně používá u vozidel vybavených manuální převodovkou. V teoretické části popíšu konstrukční části dané spojky, uvedu rozjezdový diagram a vypíšu vzorce pro výpočet. Pomocí uvedených vzorců provedu ověření parametrů spojky. Výsledné hodnoty budu v praktické části měnit na základě změny vstupních hodnot. Další část bude obsahovat popis vybraného vozidla a jeho technické parametry, dále změny vstupních hodnot způsobující změnu jízdních situací, na základě kterých se mění výsledné hodnoty.

Cílem práce je tedy ověření parametrů spojky zejména při změně jízdních situací jako například zvýšení hmotnosti, vliv stoupání a další. Dále porovnáím změnu parametrů spojky s jiným modelem vozidla, do kterého se montovala identická spojka. K výsledným hodnotám v praktické části vytvořím grafy a tabulky v programu Microsoft Excel.

## 2 Teoretický rozbor problému

Spojky dělíme podle druhu silového spojení hnací a hnané části:

- a) Třecí - pružinové - kuželové
  - kotoučové
  - lamelové
  - odstředivé
- b) Elektromagnetické
- c) Kapalinové

V současné době se u osobních automobilů používají většinou třecí, pružinové, jednokotoučové spojky.<sup>2</sup>

### Pružinová třecí spojka

Je třecí spojka, u které jsou k sobě přitlačovány hnací a hnaná část silou pružin. V případě koncepce, kdy je spojka a převodovka umístěna u zadní nápravy, není setrvačnick hnacím kotoučem spojky. U ostatních koncepcí je v naprosté většině případu setrvačnick hnacím kotoučem spojky.<sup>2</sup>

Vzhledem k tomu, že budu ověřovat parametry spojky u osobního vozidla, budu dále podrobněji popisovat kotoučovou třecí spojku s talířovou pružinou.

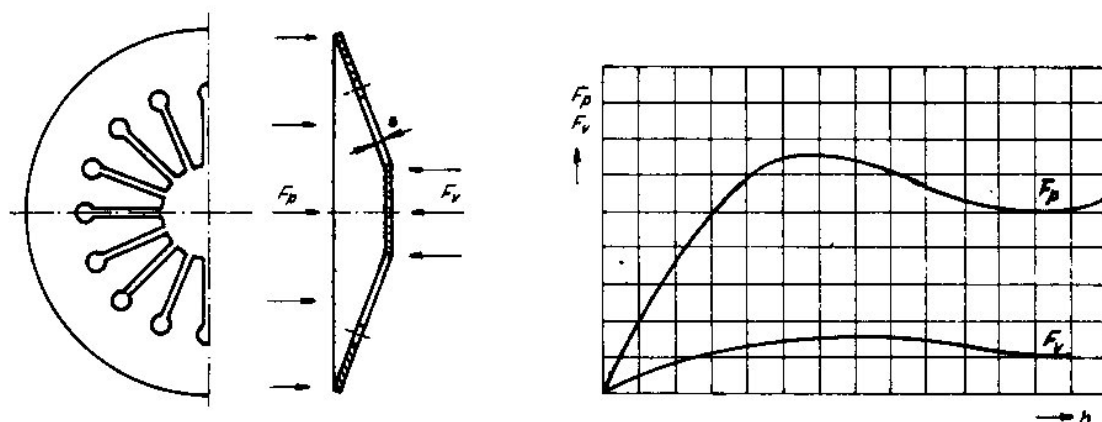
### 2.1 Kotoučová třecí spojka s talířovou pružinou

Jediná talířová pružina vytváří přitlačnou sílu. Radiální zářezy vycházejí ze středu a vzniklý vějíř jazýčků plní současně funkci vysouvacích páček.<sup>2</sup>

#### Talířová pružina

Má malou citlivost na vysoké otáčky dnešních motorů a zabírá menší zastavěný prostor při stejné přitlačné síle. Zajišťuje menší ovládací síly na pedál spojky při jejím vypínání pomocí většího vypínacího kroku. Mezi další výhody talířové pružiny patří menší počet dílů, snadnější montáž a v porovnání s vinutými pružinami optimální průběh přitlačné a vypínací síly. Další výhoda talířové spojky naproti vinuté spočívá v malé změně přitlačné síly v průběhu provozního opotřebení třecího obložení, protože součinitel bezpečnosti spojky mírně stoupá až po dosažení maxima, které se může při návrhu volit.

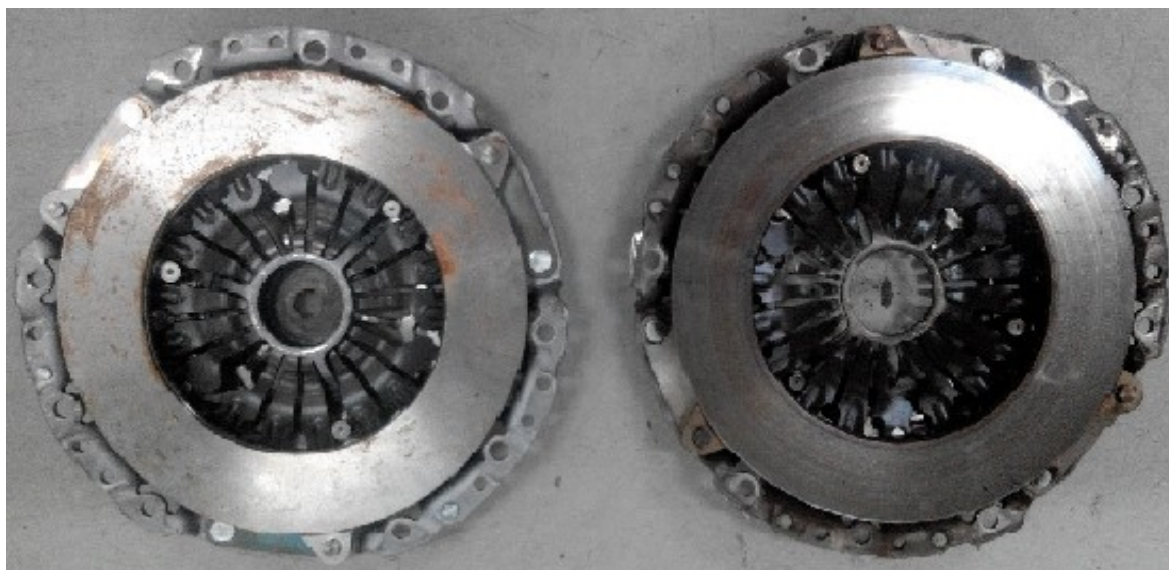
Nevýhody talířových pružin jsou zejména náročná technologie výroby, potřeba co nejnížší výrobní tolerance a ve srovnání s vinutými pružinami omezeno odstupňování přitlačných sil.<sup>2</sup>



Obr. 2.1 Talířová pružina a její charakteristika<sup>2</sup>

### Přítlačný kotouč

K výrobě se nejčastěji používá legovaná litina pro splnění odpovídajících požadavků, mezi které patří schopnost absorbovat a odvádět teplo vzniklé třením, sladění s třecími materiály obložení a přijatelnou hmotnost.<sup>2</sup>

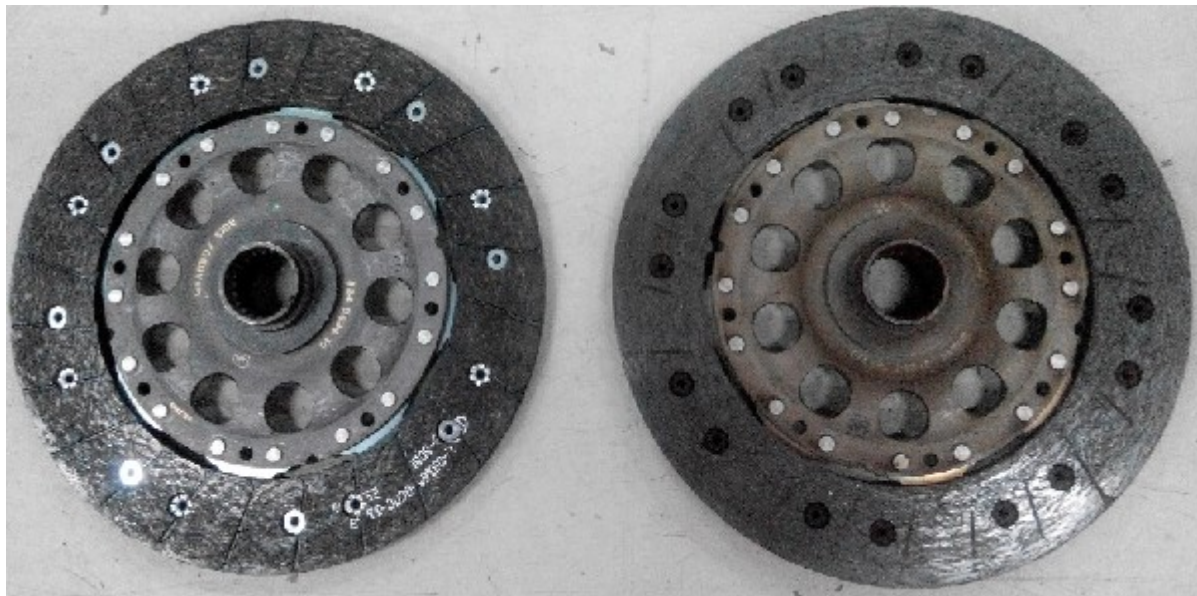


Obr. 2.2 Nový (vlevo) a opotřebený (vpravo) přítlačný kotouč BMW 118d e87

### Třecí kotouče

Třecí kotouče se v současné době vyrábějí v těchto provedení: tuhý kotouč bez odpružení obložení, tuhý kotouč s odpruženým obložением, kotouč s tlumičem torzních kmitů bez odpružení obložení a kotouč s tlumičem torzních kmitů s odpruženým obložением. Pro měkký záběr při řazení a rozjezdu se používají spojky s odpruženým obložением a dále zajišťují

sednutí třecích ploch nového třecího kotouče. Jsou vyrobeny z ocelového plechu tloušťky 1,2-1,75 mm. Aby zvládli kotouče náročný provoz, musí být technologicky opracovány (žíhaní) a opatřeny výřezy.<sup>2</sup>



*Obr. 2.3 Nový (vlevo) a opotřebený (vpravo) třecí kotouč BMW 118d e87*

### **Spojkové obložení**

Spojkové obložení je nanýtováno nebo nalepeno na třecím kotouči. Třecí obložení podhájí v závislosti na konstrukci stříhovým, ohybovým a tahovým napětím. Při konstrukci je důležitým kritériem odolnost obložení proti prasknutí, protože se spojka otáčí vysokými otáčkami, při kterých dochází ke značnému namáhání odstředivou silou. V současnosti se obložení vyrábí převážně s organických materiálů.<sup>4</sup>

### **Torzní tlumiče**

Torzní tlumiče třecích kotoučů zabráňují přenášení torzních kmitů motoru do převodového ústrojí, a tím snižují jeho hlučnost. Používají se většinou jako torzní tlumiče pružinové, kombinované s třecími plochy. Dále se také nově objevují tlumiče s progresivní charakteristikou. Tento druh tlumičů torzních kmitů nejdříve tlumí torzní kmity v režimu volnoběžných otáček motoru vozidla a potom pracuje jako torzní tlumič se strmou charakteristikou v pracovní oblasti zatížení motoru.<sup>2</sup>

### **Vypínací ústrojí**

Vypínací ložisko spojky je připojeno k zasouvací vidlici, která přitlačí při sešlápnutí spojkového pedálu spojkové ložisko na jazýčky membránové pružiny nebo na páčky spojky.

Membránová pružina se otáčí spolu s klikovou hřídelí motoru. Pohyblivý kroužek od ložiska se otáčí spolu s motorem a tím nedochází k velkému opotřebení membránové pružiny nebo páček spojky.<sup>2</sup>

### Ovládací ústrojí

Ovládací ústrojí se dá rozdělit podle ovládacího převodu na přímé, které má dvojnásobný pákový převod a nepřímé s dnes častějším kapalinovým převodem. Kapalinovým systémem lze zmenšit potřebnou sílu na pedál spojky. Nejvyšší přípustná síla na ovládací pedál je 147 N.<sup>2</sup>

### Dvouhmotový setrvačnick

Účelem dvouhmotového setrvačnicku je tlumit torzní kmity klikového hřídele motoru, které vznikají vlivem nerovnoměrného spalování pístových motorů především v době expanze. Tlumič torzních kmitů je vytvořen rozdělením tělesa na primární část, která je přišroubována ke klikovému hřídeli motoru a sekundární část přišroubovanou na víko spojky. Setrvačnický jsou vyráběny převážně z litiny, svojí hmotností dobře absorbují teplo vzniklé při prokluzu spojky, a tím snižuje teplotní přírůstek ostatních částí. Nevýhodou dvouhmotového setrvačnicku jsou vysoké výrobní náklady a menší spolehlivost z důvodu jeho odpružení, které často způsobuje závady především u motorů s vysokým točivým momentem. Setrvačnick díky svému velkému průměru tvoří převod do pomala, takže se používá pro startéry, které mají vysoké otáčky a malé rozměry. Většinou je věnec kola pro startér používán i pro snímač otáček klikového hřídele.<sup>4</sup>

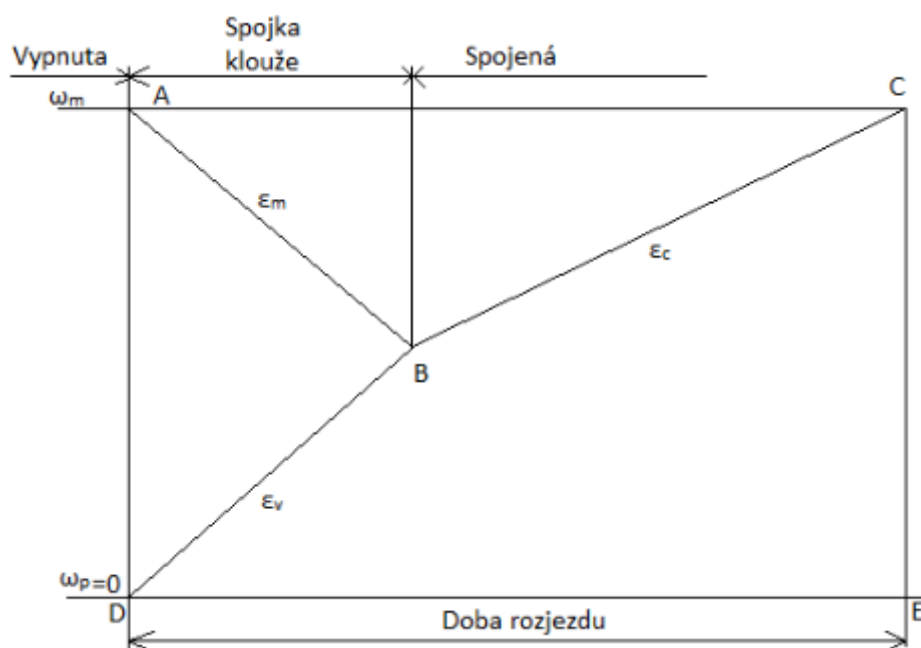


*Obr. 2.4 Konstrukce dvouhmotového setrvačnicku<sup>4</sup>*

## 2.2 Činnost spojky při rozjezdu vozidla

Spojka přenáší točivý moment na další částí pohonu vozidla. Vozidlo má při rozjezdu různé otáčky na hnací a hnané hřídeli, které se musí plynule vyrovnat. Otáčky na hnacím hřídeli se rovnají otáčkám motoru a na hnaném hřídeli jsou nulové, takže vozidlo stojí. Pro umožnění řazení rychlostních stupňů musí dojít k přerušení toku točivého momentu vypnutím spojky a tím se celý pohon vozidla vyřadí mimo provoz.

Činnost spojky při rozjezdu lze vyjádřit pomocí obrázku. Motor se točí otáčkami, kterým odpovídá úhlová rychlost  $\omega_m$ . Kola převodovky stojí a jejich úhlová rychlost  $\omega_p$  se rovná nule. Spojka se začíná zapínat v bodě A, takže se uvádí vozidlo do pohybu. Zpočátku je moment odporu spojky větší, než je moment motoru, takže spojka začne prokluzovat a zmenšovat otáčky motoru, zatímco se zvyšují otáčky převodovky. Tím se začne zrychlovat vozidlo se zrychlením  $\epsilon_v$  a motor vozidla se začne zpomalovat zpožděním  $\epsilon_m$ . Vyrovnání otáček a momentu motoru i spojky znázorňuje bod B, to znamená, že spojka přestala prokluzovat a rotující hmoty motoru včetně vozidla zrychluje točivý moment motoru stálým zrychlením  $\epsilon_c$ , až do okamžiku, než motor dosáhne původních otáček a úhlové rychlosti  $\omega_m$ , v bodě C. Otáčky motoru se tak dále zvyšují a vozidlo tak nabývá na rychlosti. Dobu potřebnou k rozjezdu pak udává vzdálenost bodů D a E. <sup>2</sup>



Obr. 2.5 Rozjezdový diagram <sup>2</sup>



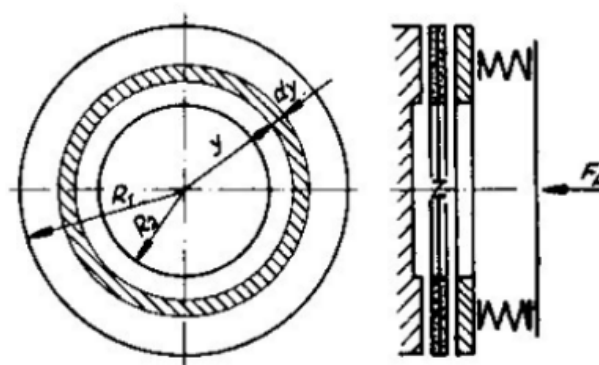
## 2.3 Výpočet přitlačné síly a měrného tlaku <sup>2</sup>

Po demontáži třecího kotouče a talířové pružiny z vozidla BMW e87 118d jsem naměřil potřebné parametry, které jsou uvedeny v tab. 2.1

Tab. 2.1 Rozměry třecího kotouče a talířové pružiny

Vnější průměr třecího kotouče $D_1$ (mm)	240
Vnitřní průměr třecího kotouče $D_2$ (mm)	160
Vnější průměr náboje $D$ (mm)	29,5
Vnitřní průměr náboje $d$ (mm)	26,5
Délka náboje $l$ (mm)	33
Počet drážek $z$	22
Vnější průměr talířové pružiny $D_e$ (mm)	220
Vnitřní průměr talířové pružiny $D_i$ (mm)	160
Tloušťka talířové pružiny $t$ (mm)	3
Vnitřní výška talířové pružiny $h_0$ (mm)	6
Stlačení talířové pružiny $s$ (mm)	5

Pro výpočet přitlačné síly a měrného tlaku je nutné znát hodnotu maximálního točivého momentu motoru, rozměry obložení, počet třecích ploch a velikost součinitele tření. Přitlačná síla působící měrným tlakem na obložení zajišťuje přenos točivého momentu.



Obr. 2.6 Výpočet spojky <sup>2</sup>

### **Plocha elementárního mezikruží o šířce $dy$**

$$dS = 2 \cdot \pi \cdot y \cdot dy \quad (2.1)$$

kde:

$dS$  plocha elementárního mezikruží

$y$  poloměr mezikruží

$dy$  šířka mezikruží

### **Přítlačná síla působící na plochu $dS$**

$$dF_p = p \cdot dS = p \cdot 2 \cdot \pi \cdot y \cdot dy \quad (2.2)$$

kde:

$dF_p$  přítlačná síla působící na plochu elementárního mezikruží

$p$  měrný tlak

### **Součinitel tření**

Velikost součinitele tření má běžně hodnotu 0,3 až 0,4. Tuto hodnotu je dále nutno snížit bezpečnostním koeficientem z důvodu uhlazení po záběhu, mírné spálení povrchové vrstvy při rozjezdu a pronikání maziva do třecích ploch.

$$\mu = \frac{\mu_n}{\beta} [-] \quad (2.3)$$

kde:

$\mu$  součinitel tření

$\mu_n$  nekorigovaný součinitel tření

$\beta$  bezpečnostní koeficient

$$\mu = \frac{0,4}{1,5} = 0,27$$

### **Třecí síla**

$$dF_t = \mu \cdot dF_p = \mu \cdot p \cdot 2 \cdot \pi \cdot y \cdot dy \quad (2.4)$$

kde:

$dF_t$  třecí síla vzniklá přítlačnou silou

$\mu$  součinitel tření

### **Přenos elementárního moment**

$$dM_t = y \cdot dF_t = y \cdot \mu \cdot p \cdot 2 \cdot \pi \cdot y \cdot dy \quad (2.5)$$

kde:

$dM_t$  elementární přenesený moment třecí silou na rameni  $y$

Celkový třecí moment, který je spojka schopna přenést, dostaneme integrací rovnice (2.5) v mezích  $R_2$  až  $R_1$  pro případ a) nebo b).

#### a) Přenos celkového momentu u nezaběhnuté spojky

U nezaběhnuté spojky je tlak ve všech místech obložení konstantní ( $P = \text{konst}$ ).

#### Točivý moment přenášený nezaběhnutou spojkou <sup>2</sup>

$$M_t = y \cdot \mu \cdot p \cdot 2 \cdot \pi \cdot \int_{R_2}^{R_1} y^2 \cdot dy = \mu \cdot p \cdot 2 \cdot \pi \cdot \left| \frac{y^3}{3} \right|_{R_2}^{R_1} = \mu \cdot p \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{R_1^3 - R_2^3}{3} \quad (2.6)$$

kde:

$M_t$  točivý moment

#### Točivý moment přenášený k třecích ploch

$$M_t = \frac{2}{3} y \cdot \mu \cdot p \cdot \pi \cdot k \cdot (R_1^3 - R_2^3) \quad (2.7)$$

kde:

$k$  Počet třecích ploch

#### Přítlačná síla pružin

Přítlačnou sílu pružin dostaneme integrací rovnice (2.2)

$$F_p = p \cdot 2 \cdot \pi \cdot \int_{R_2}^{R_1} y \cdot dy = p \cdot 2 \cdot \pi \cdot \left| \frac{y^2}{2} \right|_{R_2}^{R_1} = p \cdot \pi \cdot (R_1^2 - R_2^2) \quad (2.8)$$

kde:

$F_p$  přítlačná síla pružin

#### Měrný tlak

Pomocí rovnice (2.8) dostaneme měrný tlak

$$p = \frac{F_p}{\pi \cdot (R_1^2 - R_2^2)} \quad (2.9)$$

Dosazením rovnice pro výpočet měrného tlaku do rovnice (2.7) dostanu

$$M_t = \frac{2}{3} \mu \cdot F_p \cdot k \cdot \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2} \quad (2.10)$$

Rovnici (2.10) převedu do tvaru pro výpočet přítláčné síly nezaběhnuté spojky

$$F_p = \frac{3 \cdot M_m \cdot R_1^2 - R_2^2}{2 \cdot \mu \cdot k \cdot R_1^3 - R_2^3} \text{ [N]} \quad (2.11)$$

$$F_p = \frac{3 \cdot 280}{2 \cdot 0,27 \cdot 2} \frac{0,12^2 - 0,08^2}{0,12^3 - 0,08^3} = 5117 \text{ N}$$

**Kontrola měrného tlaku nezaběhnuté spojky** (dle vztahu 2.9)

$$p = \frac{5117}{\pi \cdot (0,12^2 - 0,08^2)} = 203700 \text{ Pa} = 204 \text{ kPa}$$

**b) Přenos celkového momentu u zaběhnuté spojky**

Pro zaběhnutou spojku platí, že opotřebení obložení ve směru přítláčné síly je všude stejné, protože opotřebení je úměrné rychlosti a tlaku, jakou se po sobě jednotlivá místa smykají. Platí tedy

$$p \cdot v = \text{konst.} \quad (2.12)$$

kde:

$v$  Rychlost.

Dosazením za  $v = y \cdot \omega$  do rovnice (2.12) je  $p \cdot (y \cdot \omega) = \text{konst.}$  a je-li i  $\omega = \text{konst.}$  platí i

$$p \cdot y = \text{konst.} \quad (2.13)$$

**Přítláčná síla zaběhnuté spojky**

$$F_p = p \cdot y \cdot 2 \cdot \pi \cdot \int_{R_2}^{R_1} dy = p \cdot y \cdot 2 \cdot \pi \cdot |y|_{R_2}^{R_1} = p \cdot y \cdot 2 \cdot \pi \cdot (R_1 - R_2) \quad (2.14)$$

kde  $p \cdot y$  je konstanta a proto ji neintegrujeme. Z rovnice (2.14) vyjádřím  $p \cdot y$

$$p \cdot y = \frac{F_p}{2 \cdot \pi \cdot (R_1 - R_2)} = \text{konst.} \quad (2.15)$$

Je to rovnice rovnosé hyperboly, jejíž průběh udává rozložení tlaku  $p$  na obložení. Dosazením středního poloměru za  $y$  tj.

$$y = \frac{R_1 + R_2}{2} \quad (2.16)$$

Dosazením vztahu (2.16) do rovnice (2.15) získám **měrný tlak zaběhnuté spojky**

$$p = \frac{F_p}{\pi \cdot (R_1^2 - R_2^2)} \quad (2.17)$$

Pro tlak na středním poloměru zaběhnuté spojky platí stejný výraz jako v rovnici (2.9) pro nezaběhnutou spojku. Na vnějším poloměru  $R_1$  je tlak menší, na vnitřním  $R_2$  je větší.

Přepsaná rovnice (2.6) pro **točivý moment**

$$M_t = \mu \cdot p \cdot 2 \cdot \pi \cdot \int_{R_2}^{R_1} y \cdot dy \quad (2.18)$$

Dosazením za  $p$  z rovnice (2.15) dostanu

$$M_t = \mu \cdot \frac{F_p}{2 \cdot \pi \cdot (R_1 - R_2)} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \int_{R_2}^{R_1} y \cdot dy = \mu \cdot \frac{F_p}{(R_1 - R_2)} \cdot \frac{R_1^2 - R_2^2}{2} = \mu \cdot F_p \cdot \frac{R_1 + R_2}{2} \quad (2.19)$$

a pro  $k$  třecích ploch

$$M_t = \mu \cdot F_p \cdot \frac{R_1 + R_2}{2} \cdot k \quad (2.20)$$

Rovnici (2.20) převedu do tvaru pro **výpočet přítláčné síly zaběhnuté spojky**

$$F_p = \frac{2 \cdot M_m}{\mu \cdot k \cdot (R_1 + R_2)} \text{ [N]} \quad (2.21)$$

$$F_p = \frac{2 \cdot 280}{2 \cdot 7 \cdot 2 \cdot (0,12 + 0,08)} = 5185 \text{ N}$$

**Kontrola měrného tlaku zaběhnuté spojky** (dle vztahu 2.9)

$$p = \frac{5185}{\pi \cdot (0,12^2 - 0,08^2)} = 206416 \text{ Pa} = 206,4 \text{ kPa}$$

Tab. 2.2 Rozmezí měrného tlaku<sup>2</sup>

<b>Osobní automobily</b>	200 až 250 kPa
<b>Nákladní automobily</b>	150 až 200 kPa
<b>Autobusy</b>	105 až 125 kPa

Vypočítané hodnoty měrného tlaku pro nezaběhnutou i zaběhnutou spojku leží v doporučených hodnotách pro osobní automobily, spojka je tedy navržena správně. Velikost přítláčné síly vyšla o něco vyšší u zaběhnuté spojky, z tohoto důvodu je potřeba o něco větší přítláčná síla talířové pružiny.

## 2.4 Výpočet pevnostních součástí spojky

### Výpočet talířové pružiny <sup>5</sup>

Výpočty talířových pružin jsou co do přesnosti nejisté. Proto je nutno kontrolovat sílu v závislosti na průhybu ve zkušebně. <sup>2</sup>

Velikost přitlačné síly talířové pružiny musí být větší, než vypočítaná přitlačná síla v předchozí kapitole (dle vztahu 2.21), jinak by spojka nebyla schopna přenést maximální točivý moment od motoru. Nejprve je zapotřebí vypočítat poměr průměrů pro tvarový součinitel, s kterým budu dále počítat v rovnici pro tuhost a sílu pružiny.

#### Poměr průměrů

$$\delta = \frac{D_e}{D_i} [-] \quad (2.22)$$

kde:

$\delta$  poměr průměrů talířové pružiny

$D_e$  vnější průměr (220 mm)

$D_i$  vnitřní průměr (160 mm)

$$\delta = \frac{220}{160} = 1,375$$

#### Tvarový součinitel

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2}{\frac{\delta+1}{\delta-1} \cdot \frac{2}{\ln \delta}} [-] \quad (2.23)$$

kde:

$K_1$  tvarový součinitel

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{1,375-1}{1,375}\right)^2}{\frac{1,375+1}{1,375-1} \cdot \frac{2}{\ln 1,375}} = 0,294$$

#### Tuhost pružiny

$$K = \frac{4.E}{(1-\mu^2)} \cdot \frac{t^3}{K_1.D_e^2} \cdot \left[ \left(\frac{h_0}{t}\right)^2 - 3 \cdot \frac{h_0}{t} \cdot \frac{s}{t} + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{s}{t}\right)^2 + 1 \right] [\text{N/mm}] \quad (2.24)$$

kde:

- $K$  tuhost pružiny
- $E$  modul pružnosti v tahu (pro ocel  $E = 206\,000\text{ MPa}$ )<sup>2</sup>
- $\mu$  poissonovo číslo (pro ocel  $\mu = 0,3$ )<sup>2</sup>
- $t$  tloušťka materiálu ( $t = 3\text{ mm}$ )
- $h_0$  vnitřní výška talíře ( $H_0 = 6\text{ mm}$ )
- $s$  deformace pružiny ( $s = 5\text{ mm}$ )

$$K = \frac{4.206000}{(1-0,3^2)} \cdot \frac{3^3}{0,294.220^2} \cdot \left[ \left( \frac{6}{3} \right)^2 - 3 \cdot \frac{6}{3} \cdot \frac{5}{3} + \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{5}{3} \right)^2 + 1 \right] = 1426\text{ N/mm}$$

### Síla pružiny

$$F = \frac{4.E}{(1-\mu^2)} \cdot \frac{t^3.s}{K_1.D_e^2} \cdot \left[ \left( \frac{h_0}{t} - \frac{s}{t} \right) \cdot \left( \frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) + 1 \right] [\text{N}] \quad (2.25)$$

kde:

$F$  Přítlačná síla talířové pružiny (N)

$$F = \frac{4.206000}{(1-0,3^2)} \cdot \frac{3^3.5}{0,294.220^2} \cdot \left[ \left( \frac{6}{3} - \frac{5}{3} \right) \cdot \left( \frac{6}{3} - \frac{5}{2.3} \right) + 1 \right] = 11931\text{ N}$$

Přítlačná síla talířové pružiny je větší, než potřebná přítlačná síla pro přenos 280 Nm, takže spojka dokáže přenést maximální točivý moment motoru.

## Výpočet pevnosti v krutu drážkového hřídele a délky drážek v náboji<sup>2</sup>

### Pevnost v krutu drážkového hřídele

$$M_m \leq W_k \cdot \tau_{dovk} \quad (2.26)$$

$$\frac{\beta.M_m}{\frac{\pi.d^3}{16}} \leq \tau_{dovk} [\text{MPa}] \quad (2.27)$$

$$\frac{1,2.280}{\frac{\pi.26,5^3}{16}} = 92\text{ MPa}$$

Velikost v krutu drážkového hřídele vyšla 92 MPa, maximální pevnost v krutu běžně používaných materiálů je přes 200 MPa, takže drážkový hřídel vyhovuje.

### **Střední průměr drážkového hřídele**

$$D_s = \frac{D+d}{2} [\text{mm}] \quad (2.28)$$

kde:

$D_s$  střední průměr (mm)

$D$  vnější průměr ( $D = 29,5$  mm)

$d$  vnitřní průměr ( $d = 26,5$  mm)

$$D_s = \frac{29,5+26,5}{2} = 28 \text{ mm}$$

### **Účinná plocha drážek**

$$S' = 0,75 \cdot z \cdot \left( \frac{D+d}{2} \right) - 2 \cdot c [\text{mm}^2/\text{mm}] \quad (2.29)$$

kde:

$S'$  účinná plocha drážek ( $\text{mm}^2/\text{mm}$ )

$z$  počet drážek (-)

$c$  zaoblení hran drážky ( $c = 0,15$  mm)

$$s' = 0,75 \cdot 22 \cdot \left( \frac{29,5+26,5}{2} \right) - 2 \cdot 0,15 = 461,7 \text{ mm}^2/\text{mm}$$

### **Minimální délka náboje**

$$l = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot \beta \cdot M_m}{D_s \cdot S' \cdot p_{dov}} [\text{mm}] \quad (2.30)$$

kde:

$l$  délka náboje (mm)

$p_{dov}$  dovolený měrný tlak (10 až 20 MPa)

$$l = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 2.280}{28 \cdot 461,7 \cdot 10} = 5,2 \text{ mm}$$

Vypočítaná minimální délka náboje 5,2 mm vyhovuje, protože skutečná délka drážek v náboji je 33 mm.



## 2.5 Výpočet oteplení spojky

### Výpočet měrné práce <sup>2</sup>

Pro zjištění velikosti teplotního přírůstku se musí vypočítat práce, která je úměrná velikosti třecích ploch. Tou je dáno opotřebení a namáhání spojky.

Nejprve se zavede několik zjednodušujících předpokladů:

- Zrychlení vozidla při rozjezdu je konstantní, protože spojka přenáší konstantní moment
- Během rozjezdu (prokluzování a zrychlování) jsou otáčky motoru  $n$  [1/s] po celou dobu konstantní.

Z práce spojky se předává vozidlu výkon  $P = M \cdot n$ . Práce přivedená od motoru je daná plochou OABF, kterou nám znázorňuje zjednodušený diagram činnosti spojky při rozjezdu.

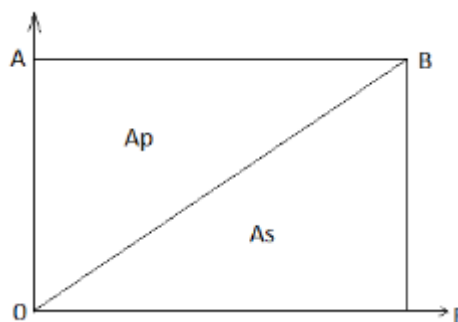
$$A_M = P \cdot t_p = M_m \cdot 2\pi \cdot n \cdot t_p [\text{J}] \quad (2.31)$$

kde:

$A_M$  práce motoru (J)

$P$  výkon motoru (kW)

$t_p$  doba rozjezdu (s)



Obr. 2.7 Práce od motoru <sup>2</sup>

Práce od motoru se při rozjezdu dělí  $A_m = A_p + A_a$  konkrétně na práci potřebnou ke zrychlení  $A_a$  (plocha OBF) a na práci potřebnou k prokluzu spojky  $A_p$  (plocha OAB). Na základě zjednodušení platí:

$$A_p = A_a = \frac{A_M}{2} = M_m \cdot 2\pi \cdot n \cdot t_p [\text{J}] \quad (2.32)$$

### Otáčky motoru při rozjezdu

$$n = 0,75 \cdot n_{max} \quad [1/s] \quad (2.33)$$

kde:

$n$  otáčky motoru při rozjezdu (1/s)

$n_{max}$  maximální otáčky motoru ( $n_{max} = 4600 \text{ min}^{-1}$ )

$$n = 0,75 \cdot 4600 = 3450 \frac{1}{\text{min}} = 57,5 \frac{1}{s}$$

### Třecí plocha kotouče

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2) \cdot k \quad [\text{cm}^2] \quad (2.34)$$

kde:

$S$  celková třecí plocha kotouče ( $\text{cm}^2$ )

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (24^2 - 16^2) \cdot 2 = 502,4 \text{ cm}^2$$

### Celkový převodový poměr

$$i_c = i_1 \cdot i_0 \quad [-] \quad (2.35)$$

kde:

$i_c$  celkový převodový poměr

$i_1$  převodový poměr I. rychlostního stupně ( $i_1 = 5,14:1$ )<sup>6</sup>

$i_0$  stálý převodový poměr ( $i_0 = 2,47:1$ )<sup>6</sup>

$$i_c = 5,14 \cdot 2,47 = 12,69$$

### Čas prokluzu

$$t_P = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n \cdot m}{i_c \cdot \left[ 0,95 \cdot M_m \cdot \frac{i_c}{r_k} - m \cdot g \cdot (tg\alpha + f \cdot \cos\alpha) \right]} \quad [s] \quad (2.36)$$

kde:

$r_k$  poloměr kola ( $r_k = 0,31$ )<sup>6</sup>

$m$  celková hmotnost ( $m = 1810 \text{ kg}$ )<sup>6</sup>

$\alpha$  úhel sklonu vozovky

$f$  součinitel valení ( $f = 0,015$ )<sup>1</sup>

$$t_P = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,31 \cdot 57,5 \cdot 1810}{12,69 \cdot \left[ 0,95 \cdot 280 \cdot \frac{12,69}{0,31} - 1810 \cdot 9,81 \cdot (0 + 0,015 \cdot 1) \right]} = 1,5 \text{ s}$$

### Práce při prokluzu

$$A_P = \frac{19,7 \cdot M_m \cdot r_k^2 \cdot n^2 \cdot m}{i_c \cdot [0,95 \cdot M_m \cdot i_c - m \cdot g \cdot r_k (tg\alpha + f \cdot \cos\alpha)]} \text{ [J]} \quad (2.37)$$

kde:

$A_P$  práce při prokluzu (J)

$$A_P = \frac{19,7 \cdot 280 \cdot 0,31^2 \cdot 57,5^2 \cdot 1810}{12,69 \cdot [0,95 \cdot 280 \cdot 12,69 - 1810 \cdot 9,81 \cdot 0,31 (0 + 0,015 \cdot 1)]} = 75842 \text{ J}$$

### Měrná práce

$$\bar{a} = \frac{19,7 \cdot M_m \cdot r_k^2 \cdot n^2 \cdot m}{S \cdot i_c \cdot [0,95 \cdot M_m \cdot i_c - m \cdot g \cdot r_k (tg\alpha + f \cdot \cos\alpha)]} \text{ [J/cm}^2\text{]} \quad (2.38)$$

kde:

$\bar{a}$  Měrná práce (J/cm<sup>2</sup>)

$$\bar{a} = \frac{19,7 \cdot 280 \cdot 0,31^2 \cdot 57,5^2 \cdot 1810}{502,4 \cdot 12,69 \cdot [0,95 \cdot 280 \cdot 12,69 - 1810 \cdot 9,81 \cdot 0,31 (0 + 0,015 \cdot 1)]} = 150,9 \text{ J/cm}^2$$

Oteplení při prokluzu má velký vliv na práci spojky a na jejím opotřebení. Veškeré teplo vzniklé při prokluzu je pohlcováno setrvačником a přitlačným kotoučem, protože tyto součásti nejsou opatřeny třecím obložním, které má velmi špatnou tepelnou vodivost. Jelikož je přestup tepla do okolí malý, mohli by tím příslušné součásti přijmout teplo se značným oteplením, proto musí mít dostatečnou hmotu.

Množství tepla  $Q$  [J] je úměrné práci  $A$  [J]

$$Q = A_P = m \cdot c \cdot \Delta t \text{ [J]} \quad (2.39)$$

kde:

- $m$  hmotnost zahříváných součástí (hmotnost setrvačnicku = 14,2 kg) <sup>7</sup>  
připočtením hmotnosti přitlačného kotouče volím ( $m = 15$  kg)
- $c$  Měrné teplo zahříváných součástí (pro výpočet  $c = 0,4815$  kJ/kg.°C) <sup>2</sup>
- $\Delta t$  přírůstek teploty (°C).

**Přírůstek teploty** se určí z rovnice (2.39)

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot A_P}{m \cdot c} [^{\circ}\text{C}] \quad (2.40)$$

kde:

$\gamma$  součinitel určující část práce při prokluzu, která se spotřebuje na oteplení počítaných součástí. Teplo se rozkládá do třecích ploch rovnoměrně, tzn. pro jednokotoučové spojky můžeme volit ( $\gamma = 0,5$ ).

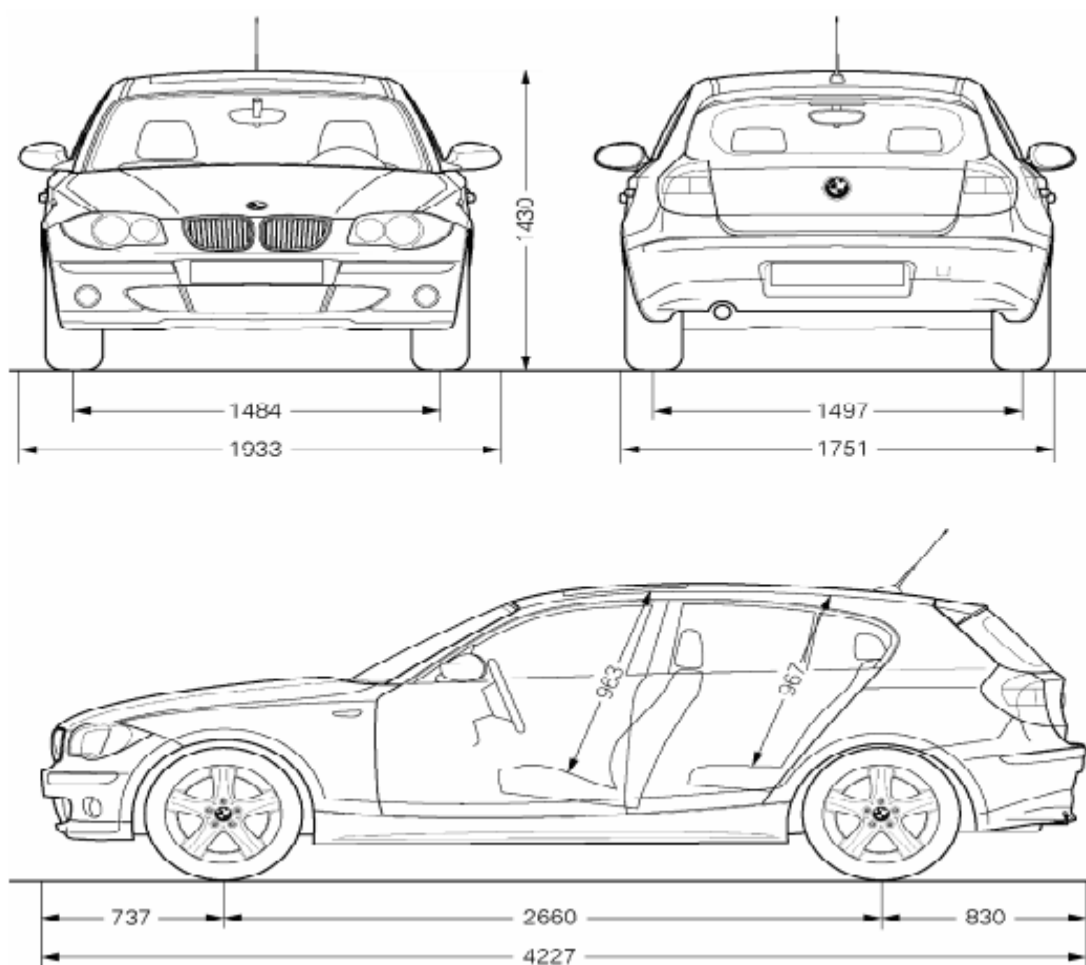
$$\Delta t = \frac{0,5 \cdot 75,8}{15,0 \cdot 4815} = 5,25 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

Zkušební ukázaly, že je-li oteplení spojky  $\Delta t$  během jednoho sepnutí při rozjezdu menší než  $8^{\circ}\text{C}$ , pak se spojka nebude přehřívat ani při častém vypínání i v nejtěžších podmínkách provozu.

### 3 Návrh a definice parametrů

Nejprve provedu popis vybraného vozidla a vytvořím tabulku s technickými parametry. Dále popíšu situace, které budou měnit vstupní hodnoty, a na základě těchto hodnot budu v následující kapitole provádět výpočty.

#### 3.1 Popis vozidla



Obr. 3.1 BMW řady 1 e87<sup>8</sup>

K ověření parametrů spojky jsem vybral BMW e87 118d, protože se vozidlo zrovna nacházelo v autoservise k výměně spojkové sady. Jedná se o vůz nižší střední třídy vyráběný v různých karosářských verzích. Jako první se do výroby v roce 2004 dostal pětidvéřový hatchback, výroba modelu byla ukončena v roce 2013. Automobil se vyznačuje jako jediný ve třídě klasickou koncepcí s podélně uloženým motorem v přední části a pohonem zadních kol.

Technicky sdílí mnoho mechanických dílů s větší řadou 3 e90, pouze rozvor náprav se snížil o 100 mm. Konkrétní model 118d používá dvoulitrový přeplňovaný vznětový motor M47 s litinovým blokem, který automobilka používá od konce 90. let. Přímé vstřikování obstarává systém Common-Rail pracující s tlakem 1600 barů. Identický motor včetně spojky se používal i u výkonnějšího modelu 120d.

Tab. 3.1 Technické parametry vozidla <sup>6</sup>

<b>Druh motoru</b>	Vznětový přeplňovaný
<b>Zdvihový objem (cm<sup>3</sup>)</b>	1995
<b>Počet válců/ventilů na válec</b>	4/4
<b>Vrtání/zdvih (mm)</b>	84/90
<b>Největší točivý moment/otáčky (Nm/min<sup>-1</sup>)</b>	280/2000
<b>Největší výkon/otáčky (kW/min<sup>-1</sup>)</b>	90/4000
<b>Pohotovostní hmotnost EU (kg)</b>	1385
<b>Celková hmotnost (kg)</b>	1810
<b>Aerodynamický součinitel</b>	0,30
<b>Čelní plocha (m<sup>2</sup>)</b>	2,09
<b>Převodové poměry</b>	$i_1 = 5,140$ $i_2 = 2,830$ $i_3 = 1,804$ $i_4 = 1,257$ $i_5 = 1,000$ $i_6 = 0,831$ $i_R = 4,638$
<b>Stálý převodový poměr</b>	$i_0 = 2,47$
<b>Rozměr pneumatiky</b>	195/55 R16

### 3.2 Potřebná přitlačná síla v závislosti na jízdní dynamice

Talířová pružina působí při sepnuté spojce konstantní přitlačnou silou na třecí kotouč a tím zajišťuje přenos točivého momentu motoru. V důsledku opotřebení spojky se mění přitlačná síla talířové pružiny. Vlivem degresivní charakteristiky talířových pružin se přitlačná síla nejprve zvětšuje, ale při dalším opotřebení se začne tato síla zmenšovat. Jakmile přitlačná síla poklesne pod vypočítanou hodnotu 5185 N, spojka nebude schopna přenášet maximální točivý moment od motoru. Další snížení přitlačné síly může způsobit opálení talířové pružiny při přehřátí spojky. Zaměřím se tedy na výpočet točivého momentu motoru pro překonání jízdních odporů a na základě této hodnoty točivého momentu vypočítám teoretický potřebnou přitlačnou sílu. Vypočítám tím minimální potřebnou přitlačnou sílu, pomocí které spojka dokáže přenést točivý moment od motoru za daných jízdních podmínek.

Při jízdě působí na vozidlo jízdní odpory, které musí automobil většinou pomocí hnací síly překonávat. Někdy tyto odpory mají opačný smysl, takže se stávají hnacími silami. Točivý moment od motoru přenášený na kola automobilů se vlivem převodových poměrů a účinnosti přenosu mění, takže je pro výpočet potřeba znát jejich hodnoty. Jízdní odpory působící na vozidlo jsou odpor válení, odpor vzduchu, odpor sklonu, odpor zrychlení a případný odpor tahu. Z těchto odporů při jízdě působí na vozidlo odpor vzduchu a odpor válení pořád, ostatní odpory se projevují jen za určitých podmínek.

#### **Odpor vzduchu**

Odpor vzduchu je způsoben aerodynamickými silami, které jsou úměrné dynamickému tlaku, čelní ploše a aerodynamickému součiniteli, zahrnujícímu vliv třecích a tvarových ztrát. Čelní plocha je průmět obrysu vozidla do roviny kolmé na podélnou osu vozidla. Velikost této plochy se dá ovlivnit například šířkou pneumatik. Aerodynamický neboli tvarový součinitel je bezrozměrná veličina, která charakterizuje schopnost obtékání vozidla v podélném směru. Velikost tohoto součinitele závisí zejména na tvaru vozidla. Uváděné hodnoty platí pro přesně čelní směr proudu vzduchu, ale v provozu většinou vzduch působí pod úhlem.<sup>1</sup>

## **Odpor valení**

Při styku kola s vozovkou vzniká odpor valení, který je udáván jako součet všech odporů valení všech kol působících na vozovku. Je to součin radiální reakce kola a součinitele odporu valení, který je udáván pro jízdu po asfaltu hodnotu 0,015. Při jízdě vozidla ve stoupání se hodnota odporu valení mění vlivem změny rozkladu tíhové síly do složky kolmé k vozovce a do složky rovnoběžné s vozovkou. Pro malé podélné sklony tuto změnu můžeme zanedbat.<sup>1</sup>

## **Odpor sklonu**

Odpor stoupání je roven složce tíhové síly, která je rovnoběžná s vozovkou. Působíště tohoto odporu je v těžišti vozidla. Pro malé úhly platí, že  $\sin \alpha = \tan \alpha$ . Podélný sklon komunikací se udává v procentech, ve výpočtech je nutné znát hodnoty úhlu  $\alpha$  ve stupních.<sup>1</sup>

## **3.3 Závislosti na době prokluzu, práci při prokluzu, přírůstku teploty a měrné práci**

Zvýšení měrné práce a práce potřebné k prokluzu se docílí zvýšením otáček při rozjezdu a zvýšením hmotnosti vozu spolu se snižováním celkového převodu. Další změna měrné práce a práce potřebné ke zrychlení při rozjezdu se může způsobit odporem valení a především odporem sklonu.<sup>2</sup>

### **Závislosti na době prokluzu, práci při prokluzu a přírůstku teploty**

Na velikosti teplotního přírůstku spojky závisí parametry a to součinitel určující část práce při prokluzu, práce při zrychlení, hmotnost zahříváných součástí a měrné teplo. Jelikož spojku nenavrhují, ale ověřují její parametry, můžu při výpočtu oteplení spojky měnit pouze parametr práce potřebné k prokluzu. Značný vliv na změnu této práce má velikost celkového převodu, který se skládá ze složky prvního rychlostního stupně a stálého převodu. Vzhledem k tomu, že jednotlivé rozvodovky různých modelů jsou mezi sebou zaměnitelné, budu tedy při výpočtu pracovat s různými hodnotami stálého převodu. Hodnoty převodových poměrů jednotlivých stálých převodů jsou uvedeny v tab. 3.2. Další parametr měnící práci při zrychlení a tím i oteplení spojky je hmotnost vozidla. Ve výpočtu tak budu pracovat s celkovou hmotností vozidla, ke kterému je připojen brzděný nebo nebrzděný přívěs viz. tab. 3.3 a dále při tomto výpočtu ukážu změnu oteplení spojky v závislosti na velikosti stálého převodového poměru.



Tab. 3.2 Hodnoty stálých převodových poměrů <sup>6</sup>

Model	Stálý převodový poměr
118d	$i_0 = 2,47$
120d	$i_0 = 2,56$
120dA	$i_0 = 3,07$

Tab. 3.3 Maximální hmotnost brzděného a nebrzděného přívěsu <sup>6</sup>

	Hmotnost přívěsů
Nebrzděný	690 kg
Brzděný	1200 kg

Při výpočtu doby prokluzu, práce při prokluzu a teplotního přírůstku budu dále počítat se situací, kdy se vozidlo rozjíždí ve stoupání. Stanovím tak hranici velikosti stoupání, při kterém dojde k překročení podmínky velikosti teplotního přírůstku spojky. Dále vypočítám tyto parametry při rozjezdu na druhý rychlostní stupeň a porovnáám ho s hodnotou rozjezdu na první rychlostní stupeň. Nakonec stanovím vliv velikosti točivého momentu od motoru na dané parametry

### **Závislosti na měrnou práci**

Měrná práce je práce při prokluzu dělena celkovou třecí plochou. Touto prací je dáno namáhání a opotřebení spojky. Vytvořím graf závislosti měrné práce na změně celkového převodu, otáček motoru, hmotnosti vozidla a točivého momentu motoru při rozjezdu vozidla. Dále vypočítám velikost stoupání, při kterém dojde k poklesu měrné práce do záporných hodnot.

## **3.4 Závislost na modelu vozidla**

V teoretické části jsem ověřil parametry spojky vozidla BMW E87 118d. Identická spojka se montovala i do modelu 120d. Provedu tedy ověření parametrů spojky pro výkonnější model a tyto hodnoty porovnáám se slabším provedením. Změny podstatné pro výpočet jednotlivých modelů jsou jiný točivý moment, celková hmotnost a stálý převodový poměr. Hodnoty těchto parametrů jsou uvedeny v tab. 3.4.

Tab. 3.4 Technické parametry modelů 118d a 120d <sup>6</sup>

	118d	120d
<b>Max. výkon / otáčky</b>	90 kW / 4000 min <sup>-1</sup>	120 kW / 4000 min <sup>-1</sup>
<b>Max. točivý moment / otáčky</b>	280 Nm / 2000 min <sup>-1</sup>	340 Nm / 2000 min <sup>-1</sup>
<b>Pohotovostní hmotnost EU</b>	1385 kg	1415 kg
<b>Celková hmotnost</b>	1810 kg	1840 kg
<b>Převodové poměry</b>	$i_1 = 5,140$ $i_2 = 2,830$ $i_3 = 1,804$ $i_4 = 1,257$ $i_5 = 1,000$ $i_6 = 0,831$ $i_R = 4,638$	$i_1 = 5,140$ $i_2 = 2,830$ $i_3 = 1,804$ $i_4 = 1,257$ $i_5 = 1,000$ $i_6 = 0,831$ $i_R = 4,638$
<b>Stálý převodový poměr</b>	$i_0 = 2,47$	$i_0 = 2,56$
<b>Pneumatiky</b>	195/55 R16	195/55 R16

Pro výpočet je tedy zásadní vyšší točivý moment o 60 Nm, vyšší celková hmotnost vozidla a větší převodový poměr stálého převodu. Provedu tedy výpočet přítláčné síly, měrného tlaku, doby prokluzu, práce při prokluzu, kontrolu spojky na oteplení a měrné práce. Při pevnostních výpočtech budu kontrolovat napětí dovolené v krutu pro ocel, délku náboje a podmínku, že vypočítaná přítláčná síla je menší, než přítláčná síla talířové pružiny. K výpočtům vytvořím tabulky s vypočítanými parametry pro oba dva modely a provedu jejich porovnání.

## 4 Výpočet vybraných parametrů a posouzení jejich vlivu

### 4.1 Potřebná přítláčná síla v závislosti na jízdní dynamice

Zaměřím se tedy na výpočet velikosti jízdních odporů v závislosti na rychlosti vozidla a při jízdě ve stoupání. Na základě vypočítaného součtu jízdních odporů určím velikost točivého momentu motoru pro překonání daných odporů a následně pomocí této hodnoty točivého momentu vypočítám potřebnou přítláčnou sílu.

#### 4.1.1 Potřebná přítláčná síla v závislosti na rychlosti vozidla

Při výpočtu budu předpokládat, že vozidlo jede po rovině, to znamená, že odpor sklonu je nulový. Dále budu předpokládat, že vozidlo jede za bezvětrí, takže náporová rychlost při výpočtu odporu vzduchu je rovná okamžité rychlosti vozidla, hodnota hustoty vzduchu bude po celou konstantní. Pro výpočet odporu vzduchu je dále nutné znát velikost aerodynamického součinitele a čelní plochy, které jsou uvedeny v tab. 3.1. U výpočtu odporu valení bude mít vozidlo pohotovostní hmotnost, součinitel odporu valení stanovím pro jízdu po asfaltu. Jelikož vytvořím graf potřebné přítláčné síly v závislosti na rychlosti vozidla v rozmezí od 60km/h až po maximální rychlost vozidla, musí mít vozidlo zařazený rychlostní stupeň, který pokryje tak velké rychlostní rozmezí, v tomto případě je to tedy šestý rychlostní stupeň.

Pro ukázkou vypočítám potřebnou přítláčnou sílu v rychlosti 100 km/h. Při konstantní rychlosti za daných podmínek je jasné, že na vůz působí pouze odpor vzduchu a odpor valení. Nejprve tedy vypočítám odpor valení a odpor vzduchu v rychlosti 100 km/h. Hodnoty těchto dvou odporů sečtu a s touto výslednou hodnotou budu pracovat ve vzorci velikosti hnací síly na kolech. V tomto případě je tedy velikost hnací síly na kolech při konstantní rychlosti rovna součtu odporu vzduchu a valení, platí tedy rovnováha sil. Následně tuto rovnici pro výpočet hnací síly na kolech upravím pro výpočet hodnoty točivého momentu motoru, který musí přenést spojka na hnací hřídel převodovky. Vypočítanou velikost točivého momentu převedu

do rovnice výpočtu přítláčné síly pro zaběhnutou spojku a tím získám hledanou hodnotu potřebné přítláčné síly při daných jízdních podmínkách.

### **Odpor vzduchu <sup>1</sup>**

$$O_v = 0,05 \cdot C_x \cdot S_x \cdot V_n^2 \text{ [N]} \quad (4.1)$$

kde:

- $O_v$  odpor vzduchu (N)
- $C_x$  aerodynamický součinitel ( $C_x = 0,30$ ) <sup>6</sup>
- $S_x$  čelní plocha ( $S_x = 2,09 \text{ m}^2$ ) <sup>6</sup>
- $V_n$  náporová rychlost ( $V_n = 100 \text{ km/h}$ )

$$O_v = 0,05 \cdot 0,30 \cdot 2,09 \cdot 100^2 = 313,5 \text{ N}$$

### **Odpor valení <sup>1</sup>**

$$O_f = m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f \text{ [N]} \quad (4.2)$$

kde:

- $O_f$  odpor valení (N)
- $m$  pohotovostní hmotnost vozidla EU ( $m = 1385 \text{ kg}$ ) <sup>6</sup>
- $f$  součinitel valení ( $f = 0,015$ ) <sup>1</sup>

$$O_f = 1385 \cdot 9,81 \cdot 0,015 = 203,8 \text{ N}$$

### **Rovnováha sil <sup>1</sup>**

$$F_k = \frac{M_t \cdot i_c \cdot 0,95}{r_k} = O_v + O_f \text{ [N]} \quad (4.3)$$

kde:

- $F_k$  hnací síla na kolech (N)

Z rovnice 4.3 určím velikost hnací síly na kolech, která je jak jsem psal výše rovna součtu působících odporů.

### **Hnací síla na kolech <sup>1</sup>**

$$F_k = O_v + O_f \text{ [N]} \quad (4.4)$$

$$F_k = 313,5 + 203,8 = 517,3 \text{ N}$$

### **Celkový převodový poměr při VI. rychlostním stupni <sup>1</sup>**

$$i_c = i_6 \cdot i_0 [-] \quad (4.5)$$

kde:

$$\begin{aligned} i_6 & \text{ převodový poměr VI. rychlostního stupně } (i_6 = 0,831)^6 \\ i_0 & \text{ stálý převodový poměr } (i_0 = 2,47)^6 \end{aligned}$$

$$i_c = 0,831 \cdot 2,47 = 2,052$$

Rovnici 4.3 převedu do tvaru pro výpočet velikosti točivého momentu.

### **Točivý moment motoru <sup>1</sup>**

$$M_t = \frac{F_k \cdot r_k}{0,95 \cdot i_c} [\text{Nm}] \quad (4.6)$$

$$M_t = \frac{517,3 \cdot 0,31}{0,95 \cdot 2,052} = 82,3 \text{ Nm}$$

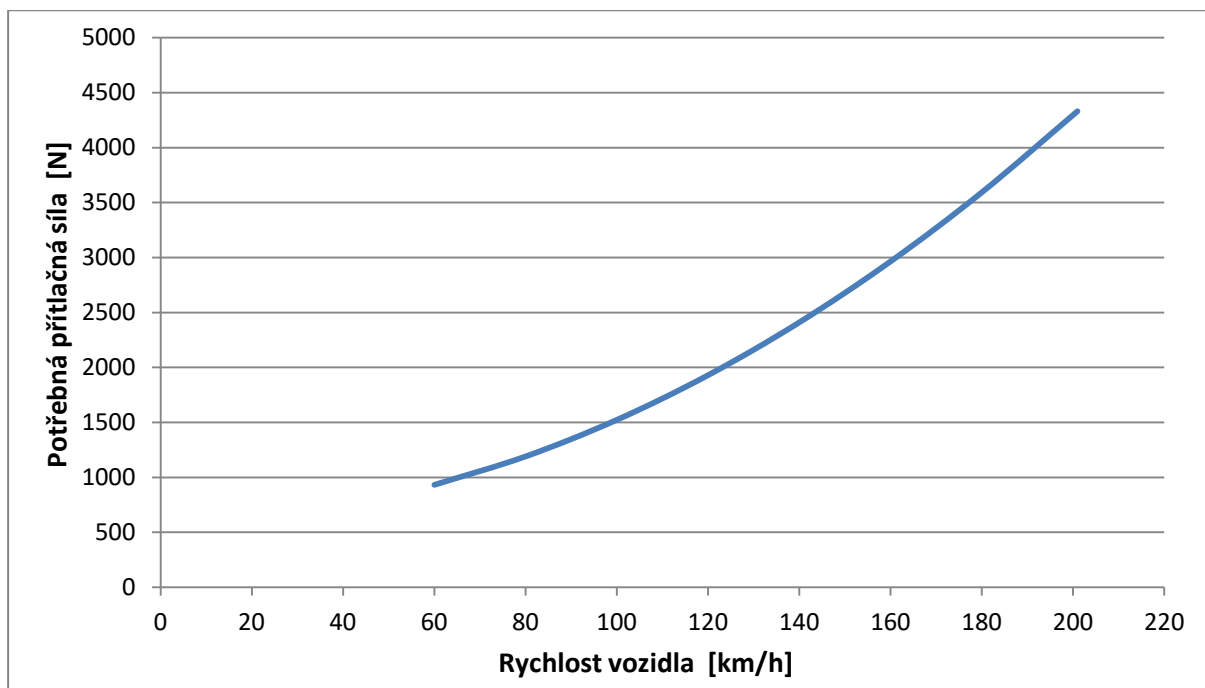
Nakonec hodnotu točivého momentu vložím do rovnice pro výpočet potřebné přítláčné síly pro zaběhnutou spojku a tím získám hledanou hodnotu potřebné přítláčné síly při konstantní rychlosti 100 km/h.

### **Potřebná přítláčná síla (dle vztahu 2.21)**

$$F_p = \frac{2 \cdot M_t}{\mu \cdot k \cdot (R_1 + R_2)} [\text{N}]$$

$$F_p = \frac{2 \cdot 82,3}{0,27 \cdot 2 \cdot (0,12 + 0,08)} = 1524 \text{ N}$$

Velikost potřebné přítláčné síly při rychlosti 100 km/h vyšla 1524 N. Z obr. 4.1 je vidět, že křivka přítláčné síly se zvětšuje se zvyšováním rychlosti vozidla, což je způsobeno odporem vzduchu, který stoupá s druhou mocninou rychlosti. Pokud se například zvýší rychlost s 60 km/h na dvojnásobek tedy 120 km/h, zvětší se odpor vzduchu čtyřnásobně konkrétně z 112,86 N na 451,44 N. Při rychlosti 60 km/h je odpor vzduch o něco menší než odpor valení, součet těchto působících odporů je pouze 317 N, tomu odpovídá točivý moment motoru 50 Nm a přítláčná síla 932 N. Výkon na kolech v této rychlosti je přibližně 5 kW. Naopak při maximální rychlosti vozidla je zapotřebí 234 Nm točivého momentu, tomu odpovídá velikost potřebné přítláčné síly 4330 N.



Obr. 4.1 Graf závislosti potřebné přítláčné síly na rychlosti vozidla

Tab. 4.1 Hodnoty potřebné přítláčné síly v závislosti na rychlosti vozidla

Rychlost [km/h]	Ov [N]	Of [N]	Součet odporů [N]	Moment motoru [Nm]	Přítláčná síla [N]
<b>60</b>	112,9	203,8	316,7	50,4	<b>932,5</b>
<b>70</b>	153,6	203,8	357,4	56,8	<b>1052,5</b>
<b>80</b>	200,6	203,8	404,4	64,3	<b>1191,0</b>
<b>90</b>	253,9	203,8	457,7	72,8	<b>1348,0</b>
<b>100</b>	313,5	203,8	517,3	82,3	<b>1523,4</b>
<b>110</b>	379,3	203,8	583,1	92,7	<b>1717,3</b>
<b>120</b>	451,4	203,8	655,2	104,2	<b>1929,6</b>
<b>130</b>	529,8	203,8	733,6	116,7	<b>2160,4</b>
<b>140</b>	614,5	203,8	818,3	130,1	<b>2409,7</b>
<b>150</b>	705,4	203,8	909,2	144,6	<b>2677,4</b>
<b>160</b>	802,6	203,8	1006,4	160,0	<b>2963,6</b>
<b>170</b>	906,0	203,8	1109,8	176,5	<b>3268,3</b>
<b>180</b>	1015,7	203,8	1219,5	193,9	<b>3591,4</b>
<b>190</b>	1131,7	203,8	1335,5	212,4	<b>3933,0</b>
<b>201</b>	1266,6	203,8	1470,4	233,8	<b>4330,1</b>

#### 4.1.2 Potřebná přítláčná síla v závislosti na stoupání

Při jízdě ve stoupání se vedle odporu vzduchu a válení projeví v dynamice vozidla navíc odpor sklonu. Vozidlo bude mít při výpočtu pohotovostní hmotnost, takže hodnota odporu sklonu bude závislá pouze na velikosti stoupání. Vzhledem k tomu, že velikost stoupání bude při výpočtu 10 %, nemůže být zařazen 6 rychlostní stupeň, protože by vozidlo v tomto stoupání nebylo schopno držet konstantní rychlost z důvodu točivého momentu motoru. Rychlost vozidla ve výpočtu bude v tomto případě 100 km/h, jelikož při této rychlosti na pátý rychlostní stupeň pracuje motor přibližně v otáčkách maximálního točivého momentu.

Pro ukázkou vypočítám potřebnou přítláčnou sílu v 10 % stoupání. Vzhledem k tomu, že rychlost vozidla bude 100 km/h použiju hodnoty odporu vzduchu a válení z předchozího případu. Odpor válení se sice vlivem stoupání nepatrně změní, ale tato změna je velmi malá, takže ji zanedbám. Nejdřív tedy stejně jako v předchozím případě vypočítám hnací sílu na kolech, která je rovna součtu působících odporů. Dále musím znát hodnotu celkového převodu na pátý rychlostní stupeň. Hodnoty hnací síly a celkového převodu vložím do rovnice pro výpočet točivého momentu motoru. Nakonec velikost točivého momentu vložím do rovnice přítláčné síly zaběhnuté spojky a tím získám hledanou hodnotu potřebné přítláčné síly.

##### **Odpor sklonu <sup>2</sup>**

$$O_s = m \cdot g \cdot \sin \alpha \text{ [N]} \quad (4.7)$$

kde:

$$O_s \quad \text{odpor sklonu (N)}$$

$$O_s = 1385,9 + 81,0 + 10 = 1358,7 \text{ N}$$

##### **Hnací síla na kolech (dle vztahu 4.4)**

$$F_k = O_v + O_f + O_s \text{ [N]}$$

$$F_k = 313,5 + 203,8 + 1358,7 = 1876 \text{ N}$$

**Celkový převodový poměr při V. rychlostním stupni** (dle vztahu 4.5)

$$i_c = i_5 \cdot i_0 [-]$$

kde:

$$i_5 \quad \text{převodový poměr V. rychlostního stupně} (i_5 = 1) ^6$$

$$i_c = 1,2,47 = 2,47$$

**Točivý moment motoru** (dle vztahu 4.6)

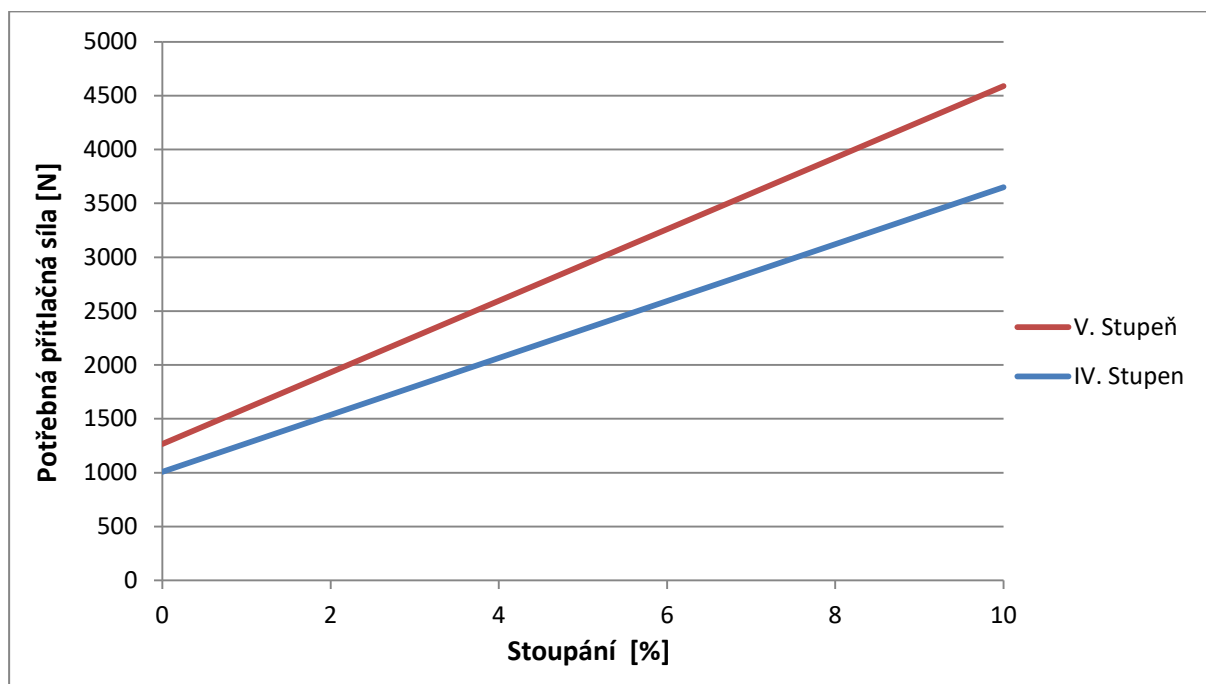
$$M_t = \frac{F_k \cdot r_k}{0,95 \cdot i_c} [\text{Nm}]$$

$$M_t = \frac{1876,3 \cdot 0,31}{0,95 \cdot 2,47} = 247,8 \text{ Nm}$$

**Potřebná přítláčná síla** (dle vztahu 2.21)

$$F_p = \frac{2 \cdot M_t}{\mu \cdot k \cdot (R_1 + R_2)} [\text{N}]$$

$$F_p = \frac{2 \cdot 247,8}{0,27 \cdot 2 \cdot (0,12 + 0,08)} = 4589 \text{ N}$$



Obr. 4.2 Graf závislosti potřebné přítláčné síly na stoupání

Grafu na obr. 4.2 ukazuje změnu potřebné přítláčné síly při rychlosti vozidla 100 km/h v závislosti stoupání od 0 do 10 % na čtvrtý a pátý rychlostní stupeň. Při nižším rychlostním stupni je vlivem většího celkového převodu potřebná přítláčná síla menší. Z grafu lze vidět, že



při zvětšujícím se stoupání se zvětšuje i rozdíl přítláčné síly mezi jednotlivými převodovými stupni. Ve 2 % stoupáních je rozdíl v potřebné přítláčné síle mezi čtvrtým a pátým rychlostními stupni pouze 394 N. Naopak v 10 % stoupání je na pátou rychlost točivý moment motoru jak jsem vypočítal výše k udržení rychlostí za daných podmínek 248 Nm, na čtvrtý rychlostní stupeň se točivý moment sníží na 194 Nm. Tato změna točivého momentu způsobí rozdíl potřebné přítláčné síle 939 N. Při dalším zvětšování stoupání resp. odporu sklonu se bude rozdíl potřebné přítláčné síly dále zvětšovat. Je ale potřeba počítat se situací, že při dalším zvýšení stoupání vozidlo nemusí udržet konstantní rychlost, například ve 12 % stoupání za daných podmínek vozidlo neudrží konstantní rychlost na pátý převodový stupeň vlivem nedostatku točivého momentu od motoru. Z výše uvedeného je jasné, že pokud by spojka začala prokluzovat, je vhodné podřadit na nižší rychlostní stupeň

*Tab. 4.2 Hodnoty potřebné přítláčné síly v závislosti na stoupání při V. rychlostním stupni*

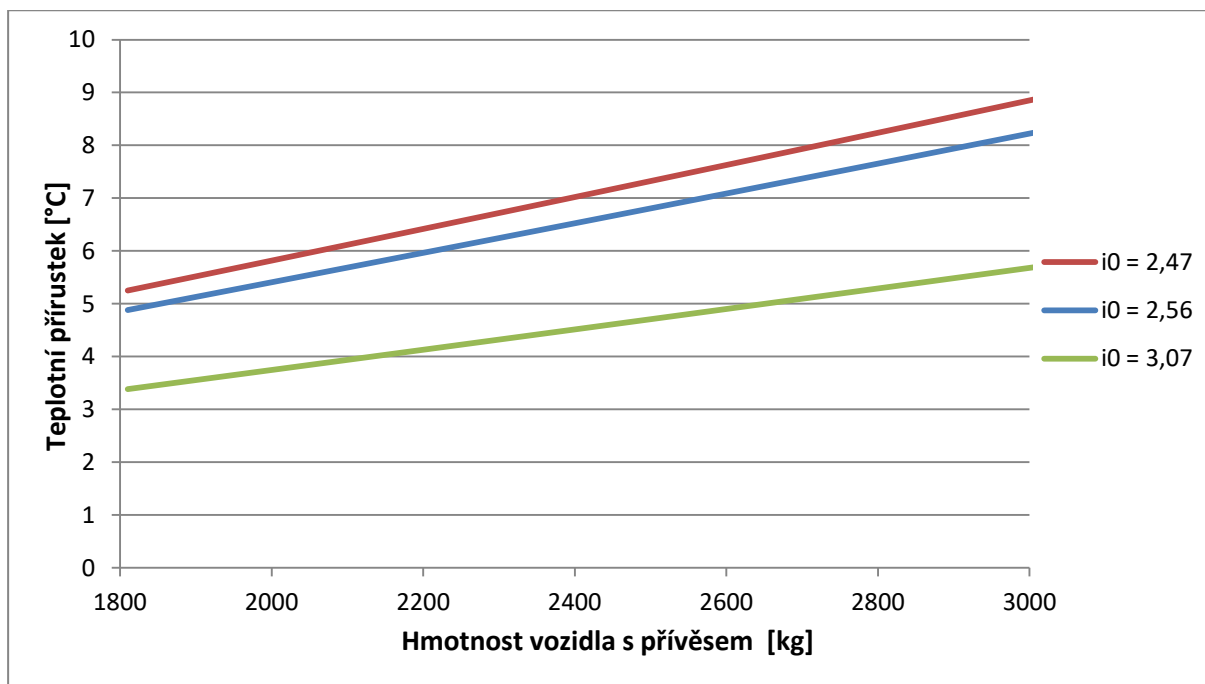
Stoupání [%]	Ov [N]	Of [N]	Os [N]	Součet odporů [N]	Moment motoru [Nm]	Přítláčná síla [N]
<b>0</b>	313,5	203,8	0	517,3	68,3	<b>1265,6</b>
<b>1</b>	313,5	203,8	135,9	653,2	86,3	<b>1598,0</b>
<b>2</b>	313,5	203,8	271,7	789,0	104,2	<b>1930,4</b>
<b>3</b>	313,5	203,8	407,6	924,9	122,2	<b>2262,8</b>
<b>4</b>	313,5	203,8	543,5	1060,8	140,1	<b>2595,2</b>
<b>5</b>	313,5	203,8	679,3	1196,6	158,1	<b>2927,6</b>
<b>6</b>	313,5	203,8	815,2	1332,5	176,0	<b>3260,0</b>
<b>7</b>	313,5	203,8	951,1	1468,4	194,0	<b>3592,4</b>
<b>8</b>	313,5	203,8	1086,9	1604,2	211,9	<b>3924,8</b>
<b>9</b>	313,5	203,8	1222,8	1740,1	229,9	<b>4257,2</b>
<b>10</b>	313,5	203,8	1358,7	1876,0	247,8	<b>4589,6</b>

## **4.2 Závislosti na době prokluzu, práce při prokluzu a přírůstku teploty**

V teoretické části jsem vypočítal čas prokluzu, práci při prokluzu a oteplení spojky při celkové hmotnosti vozidla, při kterém vyšla hodnota teplotního přírůstku pod 8 °C. To znamená, že se spojka nebude přehřívat ani při častém vypínání v nejtěžších podmínkách provozu. Velikost těchto parametrů se může měnit v závislosti na dalších okolnostech. Proto se zaměřím na změnu doby prokluzu, práce při prokluzu a teplotního přírůstku při rozjezdu se zvětšenou hmotností, rozjezdu do stoupání, rozjezdu na druhý rychlostní stupeň a změně točivého momentu.

### **4.2.1 Vliv hmotnosti**

K vozidlu může být dále připojen nebrzděný a brzděný přívěs, který podle údajů výrobce může mít hmotnost u nebrzděného 690 kg a u brzděného až 1200 kg. Na obr. 4.3 je zobrazeno oteplení spojky v závislosti na hmotnosti od celkové hmotnosti vozidla až po celkovou hmotnost s brzděným přívěsným vozíkem při různých stálých převodech. Z grafu je vidět, že se zvětšující se hmotnosti roste i oteplení spojky. Vozidlo z výroby používá stálý převod s poměrem 2,47:1, s kterým dochází k překročení doporučené hranice oteplení spojky při hmotnosti vozidla s přívěsným vozíkem 2800 kg. To znamená, že pokud se nemá překročit podmínka oteplení spojky při rozjezdu, může se k plně zatíženému vozidlu připojit přívěsný vozík s maximální hmotností přibližně 1000 kg.



Obr. 4.3 Graf závislosti oteplení spojky na hmotnosti vozidla s přívěsem

Jestliže by vozidlo sloužilo častěji k jízdě s přívěsným vozíkem se součtem jejich hmotností vyšší než přibližně 2800 kg, je vhodné zvážit výměnu sériové rozvodovky za rozvodovku se stálým převodovým poměrem 3,07 díky čemu se zvýší celkový převodový poměr. Zvětšením celkového převodového poměru se více násobí točivý moment od motoru, což je pro rozjezd vozidla žádoucí. Při rozjezdu s tímto stálým převodem nedojde k překročení oteplení spojky o 8 °C ani při vozidle zatíženém na celkovou hmotnost s brzděným přívěsným vozíkem o maximální dovolené hmotnosti. Změnou stálého převodu je dále nutné počítat s tím, že se zlepší dynamické vlastnosti vozidla, ale zvýší se hluk motoru a spotřeba paliva vlivem vyšších otáček motoru. V tab. 4.3 jsou červeně zdůrazněny hodnoty, při kterých dojde k překročení doporučené hranice oteplení spojky.

**Vzorový výpočet doby prokluzu při (m = 2700 kg) (dle vztahu 2.36)**

$$t_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n \cdot m}{i_c \cdot \left[ 0,95 \cdot M_m \cdot \frac{i_c}{r_k} - m \cdot g \cdot (tg\alpha + f \cdot \cos\alpha) \right]} \text{ [s]}$$

$$t_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,31 \cdot 57,5 \cdot 2700}{12,69 \cdot \left[ 0,95 \cdot 280 \cdot \frac{12,69}{0,31} - 2700 \cdot 9,81 \cdot (0 + 0,015 \cdot 1) \right]} = 2,27 \text{ s}$$

**Vzorový výpočet práce při prokluzu při (m = 2700 kg) (dle vztahu 2.37)**

$$A_p = \frac{19,7 \cdot M_m \cdot r_k^2 \cdot n^2 \cdot m}{i_c \cdot \left[ 0,95 \cdot M_m \cdot i_c - m \cdot g \cdot r_k \cdot (tg\alpha + f \cdot \cos\alpha) \right]} \text{ [J]}$$

$$A_p = \frac{19,7 \cdot 280 \cdot 0,31^2 \cdot 57,5^2 \cdot 2700}{12,69 \cdot \left[ 0,95 \cdot 280 \cdot 12,69 - 2700 \cdot 9,81 \cdot 0,31 \cdot (0 + 0,015 \cdot 1) \right]} = 114546 \text{ J}$$

**Vzorový výpočet přírůstku teploty při (m = 2700 kg) (dle vztahu 2.40)**

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot A_p}{m \cdot c} [^{\circ}\text{C}]$$

$$\Delta t = \frac{0,5 \cdot 114,5}{15,04815} = 7,9^{\circ}\text{C}$$

*Tab. 4.3 Hodnoty doby prokluzu, práce při prokluzu a teplotního přírůstku v závislosti na hmotnosti vozidla při  $i_0 = 2,47$*

Hmotnost [kg]	Čas prokluzu [s]	Práce při prokluzu [J]	Teplotní přírůstek [ $^{\circ}\text{C}$ ]
1810	1,5	75842	5,3
2000	1,7	84024	5,8
2200	1,8	92684	6,4
2400	2,0	101392	7,0
2600	2,2	110149	7,6
2800	2,4	118955	8,2
3010	2,5	128255	8,9

#### 4.2.2 Vliv stoupání

Překonáváním odporu sklonu při rozjezdu vozidla se zvětšují parametry doby prokluzu, práce při prokluzu a teplotního přírůstku. Při výpočtu budu předpokládat, že vozidlo je zatíženo celkovou dovolenou hmotností. Na obr. 4.4 je vidět růst doby prokluzu v závislosti na stoupání od 0 až po 25 %, při kterém se práce při prokluzu zvedne o 54 kJ, to má za následek zvýšení teplotního přírůstku při rozjezdu v tomto stoupání na 9  $^{\circ}\text{C}$ . Doporučené maximální hranice oteplení spojky 8 $^{\circ}\text{C}$  se dosáhne při rozjezdu v 21 % stoupání, při rozjezdu v nižším stoupání se tedy nebude spojka přehřívat ani při častém vypínání. Nicméně časté rozjezdy v takovém stoupání jsou nepravděpodobné.

**Vzorový výpočet doby prokluzu ve 21 % stoupání (dle vztahu 2.36)**

$$t_P = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n \cdot m}{i_c \cdot \left[ 0,95 \cdot M_m \cdot \frac{i_c}{r_k} - m \cdot g \cdot (tg\alpha + f \cdot cos\alpha) \right]} [s]$$

$$t_P = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,31 \cdot 57,5 \cdot 1810}{12,69 \cdot \left[ 0,95 \cdot 280 \cdot \frac{12,69}{0,31} - 1810 \cdot 9,81 \cdot (0,21 + 0,015 \cdot 0,977) \right]} = 2,31 \text{ s}$$

**Vzorový výpočet práce při prokluzu ve 21 % stoupání (dle vztahu 2.37)**

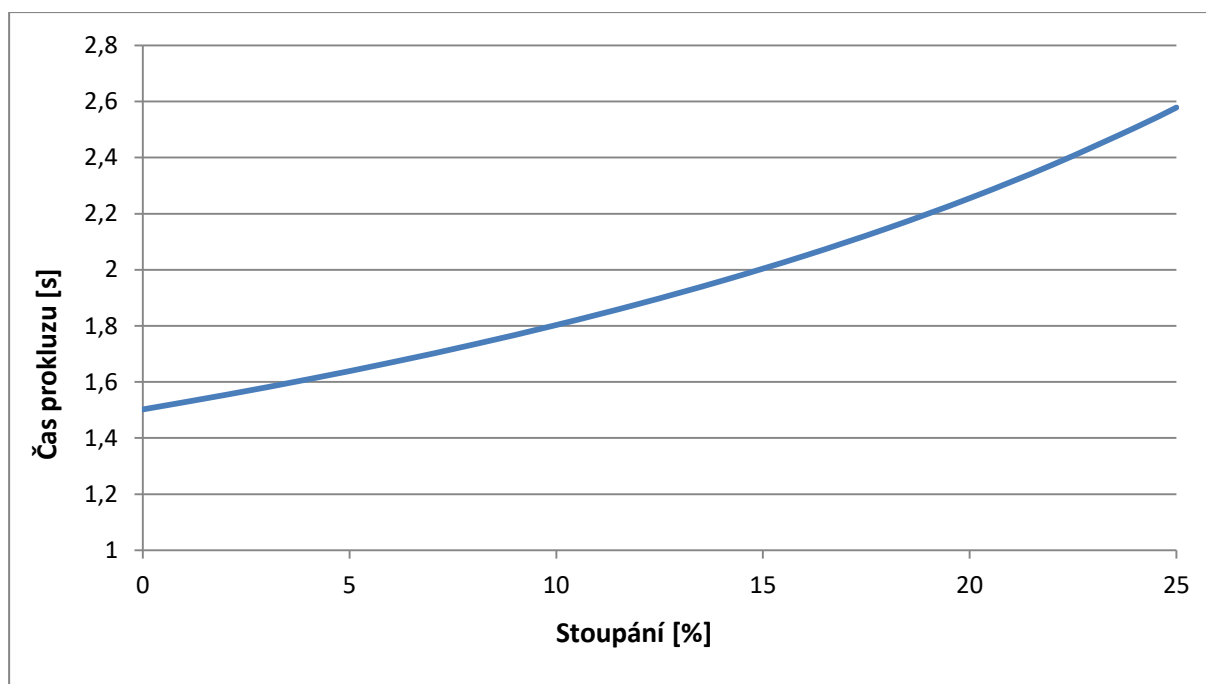
$$A_P = \frac{19,7 \cdot M_m \cdot r_k^2 \cdot n^2 \cdot m}{i_c \cdot [0,95 \cdot M_m \cdot i_c - m \cdot g \cdot r_k (tg\alpha + f \cdot \cos\alpha)]} [J]$$

$$A_P = \frac{19,7 \cdot 280 \cdot 0,31^2 \cdot 57,5^2 \cdot 1810}{12,69 \cdot [0,95 \cdot 280 \cdot 12,69 - 1810 \cdot 9,81 \cdot 0,31 (0,21 + 0,015 \cdot 0,977)]} = 116731 J$$

**Vzorový výpočet přírůstku teploty ve 21 % stoupání (dle vztahu 2.40)**

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot A_P}{m \cdot c} [^{\circ}C]$$

$$\Delta t = \frac{0,5 \cdot 116,7}{15,0 \cdot 4815} = 8,08 ^{\circ}C$$



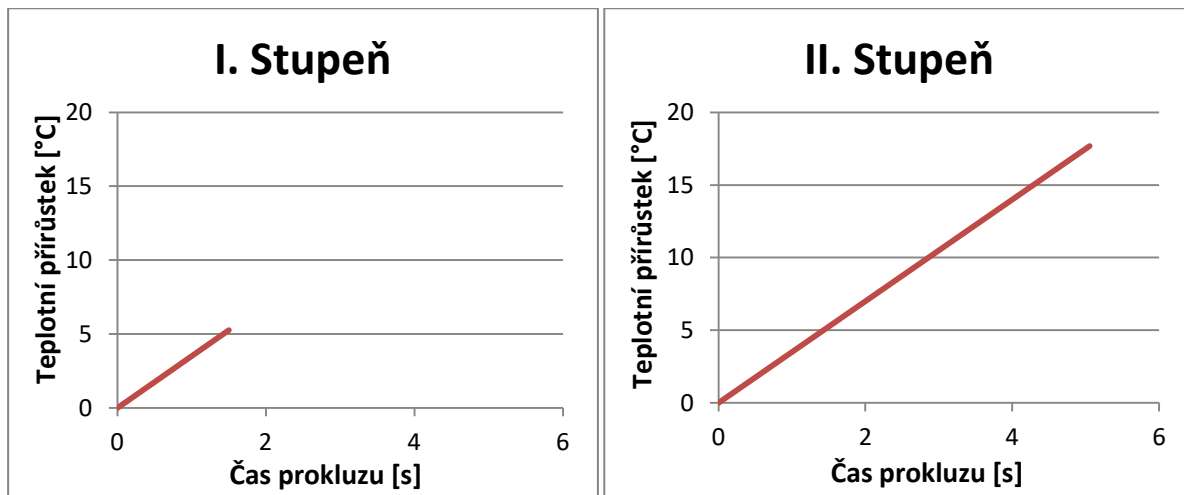
*Obr. 4.4 Graf závislosti doby prokluzu na velikosti stoupání*

Tab. 4.4 Hodnoty doby prokluzu, práce při prokluzu a teplotního přírůstku v závislosti na velikosti stoupání

Stoupání [%]	Čas prokluzu [s]	Práce při prokluzu [J]	Teplotní přírůstek [°C]
0	1,50	75842	5,3
2	1,55	78464	5,4
4	1,61	81273	5,6
6	1,67	84292	5,8
8	1,73	87543	6,1
10	1,80	91055	6,3
12	1,88	94861	6,6
14	1,96	98998	6,9
16	2,05	103513	7,2
18	2,15	108460	7,5
20	2,26	113903	7,9
22	2,37	119921	8,3
24	2,51	126611	8,8
25	2,58	130244	9,0

#### 4.2.3 Vliv rychlostního stupně

Rozjezd na druhý rychlostní stupeň je relativně častá chyba řidičů, vlivem čehož dochází k zvýšenému oteplení a snížení životnosti spojky. Dnešní vozidla mají z důvodu snížení spotřeby paliva a emisí celkové převodové poměry na jednotlivé rychlostní stupně poskládány do rychla, to znamená s co nejnižšími hodnotami převodových poměrů. Stejně jako při výpočtu oteplení spojky při rozjezdu vozidla v teoretické části bude mít vozidlo i v tomto případě celkovou dovolenou hmotnost, takže můžu porovnat teplotní přírůstek spojky při rozjezdu na první a druhý rychlostní stupeň. Na obr. 4.6 je zobrazeno oteplení spojky v závislosti na době prokluzu při zařazeném prvním a druhém rychlostním stupni. Vlivem snížení celkového převodového poměru druhým rychlostním stupněm na hodnotu 6,99:1 došlo k prodloužení doby prokluzu spojky o 3,5 s, než při rozjezdu na první stupeň. Z toho důvodu se dále zvětšila práce potřebná ke zrychlení ze 75,8 na 255,4 kJ, takže se teplotní přírůstek oteplení spojky při prokluzu zvětšil na hodnotu 17,7 °C, čímž se značně překročila podmínka doporučené hranice oteplení spojky.



Obr. 4.5 Graf závislosti oteplení spojky na době prokluzu

**Vzorový výpočet doby prokluzu na druhý rychlostní stupeň (dle vztahu 2.36)**

$$t_P = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n \cdot m}{i_c \cdot \left[ 0,95 \cdot M_m \cdot \frac{i_c}{r_k} - m \cdot g \cdot (tg \alpha + f \cdot \cos \alpha) \right]} \text{ [s]}$$

$$t_P = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,31 \cdot 57,5 \cdot 1810}{6,99 \cdot \left[ 0,95 \cdot 280 \cdot \frac{6,99}{0,31} - 1810 \cdot 9,81 \cdot (0 + 0,015 \cdot 1) \right]} = 5,1 \text{ s}$$

**Vzorový výpočet práce při prokluzu na druhý rychlostní stupeň (dle vztahu 2.37)**

$$A_P = \frac{19,7 \cdot M_m \cdot r_k^2 \cdot n^2 \cdot m}{i_c \cdot \left[ 0,95 \cdot M_m \cdot i_c - m \cdot g \cdot r_k (tg \alpha + f \cdot \cos \alpha) \right]} \text{ [J]}$$

$$A_P = \frac{19,7 \cdot 280 \cdot 0,31^2 \cdot 57,5^2 \cdot 1810}{6,99 \cdot \left[ 0,95 \cdot 280 \cdot 6,99 - 1810 \cdot 9,81 \cdot 0,31 (0 + 0,015 \cdot 1) \right]} = 255411 \text{ J}$$

**Vzorový výpočet přírůstku teploty na druhý rychlostní stupeň (dle vztahu 2.40)**

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot A_P}{m \cdot c} \text{ [°C]}$$

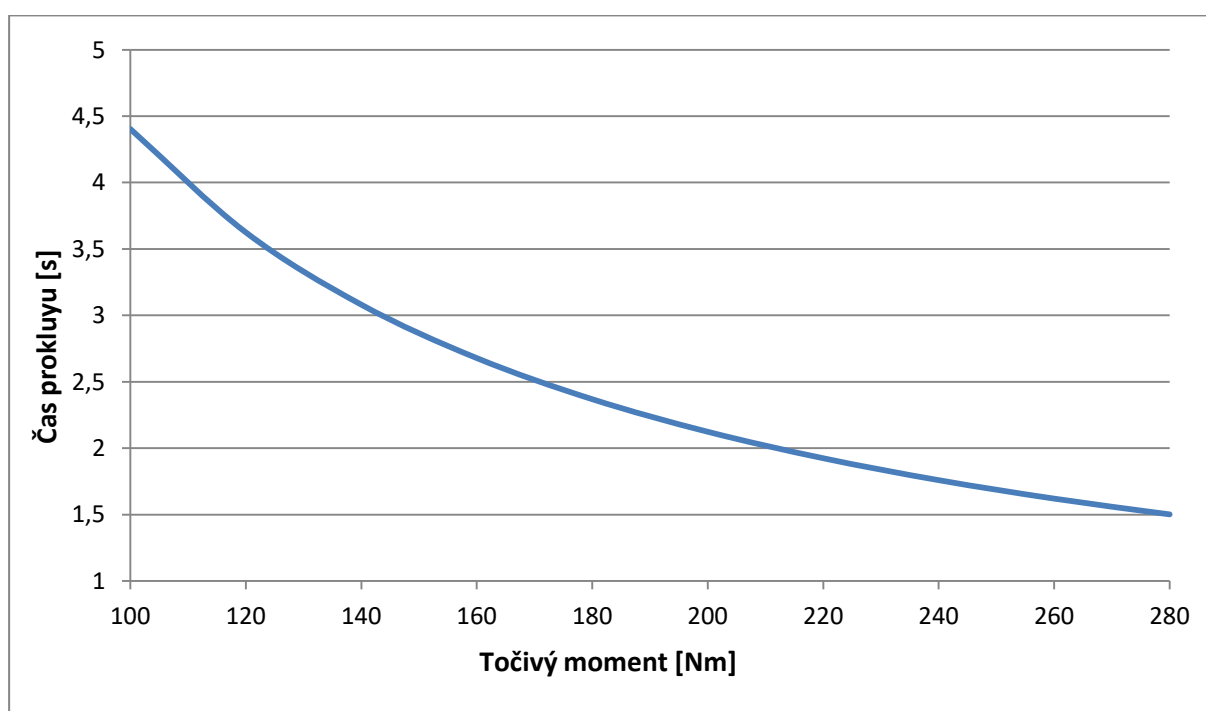
$$\Delta t = \frac{0,5 \cdot 255,41}{15,0 \cdot 4815} = 17,7 \text{ °C}$$

Tab. 4.5 Hodnoty doby prokluzu, práce při prokluzu a teplotního přírůstku v závislosti na převodovém stupni

Převodový stupeň	Čas prokluzu [s]	Práce při prokluzu [J]	Teplotní přírůstek [°C]
i <sub>1</sub>	1,5	75842	5,3
i <sub>2</sub>	5,1	255411	17,7

#### 4.2.4 Vliv točivého momentu

Na obr. 4.6 je znázorněno zmenšování velikosti točivého momentu od motoru, čímž dochází k prodlužování doby prokluzu. V tab. 4.6 je vidět, že tomto případě roste práce při prokluzu vlivem zvětšování času prokluzu daleko méně než v předchozích situacích. To je způsobeno tím, že práce při prokluzu je rovna polovině součinu výkonu s dobou prokluzu, takže při snižování točivého momentu za konstantních otáček resp. snížení výkonu se naopak zvětšuje doba prokluzu, a tím se práce při prokluzu příliš nemění. Velikost točivého momentu při rozjezdu tedy nemá zásadní vliv na práci při prokluzu a oteplení spojky, ale pouze na době prokluzu.



Obr. 4.6 Graf závislosti doby prokluzu spojky na velikosti točivého momentu

**Vzorový výpočet doby prokluzu při ( $M_t = 150 \text{ Nm}$ ) (dle vztahu 2.36)**

$$t_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n \cdot m}{i_c \cdot [0,95 \cdot M_t \cdot \frac{i_c}{r_k} - m \cdot g \cdot (tg\alpha + f \cdot \cos\alpha)]} \text{ [s]}$$

$$t_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,31 \cdot 57,5 \cdot 1810}{12,69 \cdot [0,95 \cdot 150 \cdot \frac{12,69}{0,31} - 1810 \cdot 9,81 \cdot (0 + 0,015 \cdot 1)]} = 2,9 \text{ s}$$

**Vzorový výpočet práce při prokluzu při ( $M_t = 150 \text{ Nm}$ ) (dle vztahu 2.37)**

$$A_p = \frac{19,7 \cdot M_t \cdot r_k^2 \cdot n^2 \cdot m}{i_c \cdot [0,95 \cdot M_t \cdot \frac{i_c}{r_k} - m \cdot g \cdot r_k (tg\alpha + f \cdot \cos\alpha)]} \text{ [J]}$$

$$A_p = \frac{19,7 \cdot 150 \cdot 0,31^2 \cdot 57,5^2 \cdot 1810}{12,69 \cdot [0,95 \cdot 150 \cdot \frac{12,69}{0,31} - 1810 \cdot 9,81 \cdot 0,31 (0 + 0,015 \cdot 1)]} = 77525 \text{ J}$$



**Vzorový výpočet přírůstku teploty při ( $M_t = 150 \text{ Nm}$ ) (dle vztahu 2.40)**

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot A_p}{m \cdot c} [^{\circ}\text{C}]$$

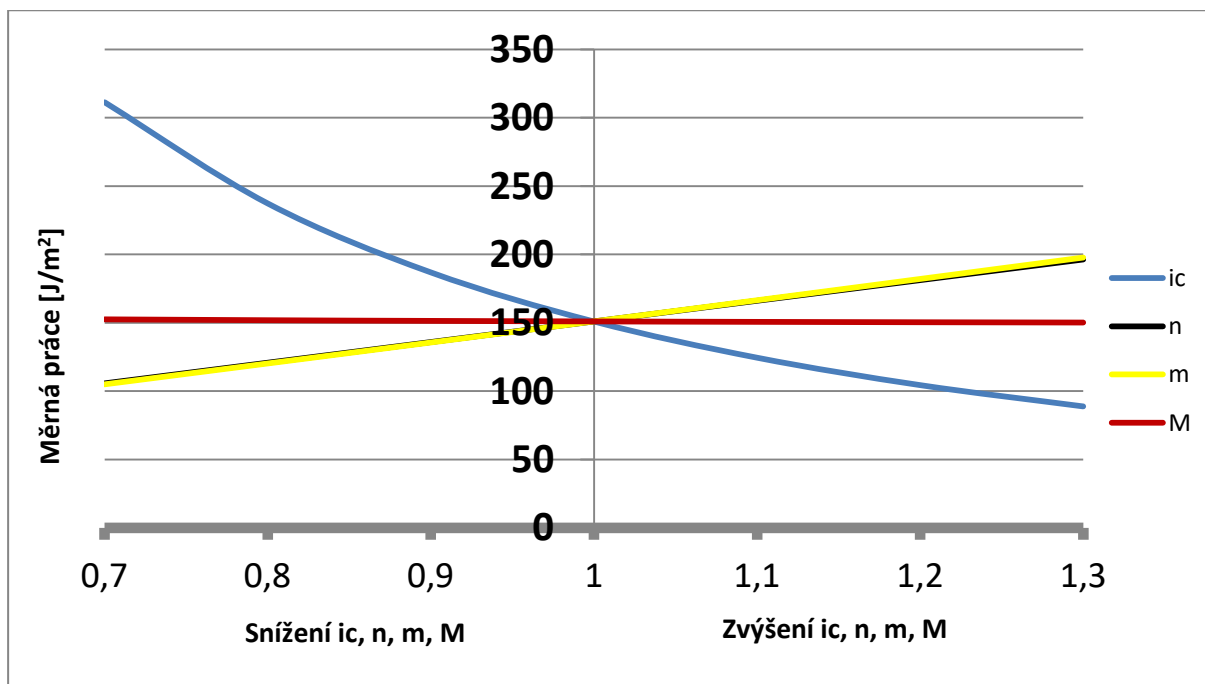
$$\Delta t = \frac{0,5,77,52}{15,0,4815} = 5,36 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

*Tab. 4.6 Hodnoty doby prokluzu, práce při prokluzu a teplotního přírůstku v závislosti na velikosti točivého momentu*

Točivý moment [Nm]	Čas prokluzu [s]	Práce při prokluzu [J]	Teplotní přírůstek [ $^{\circ}\text{C}$ ]
<b>100</b>	4,4	79425	5,5
<b>120</b>	3,6	78464	5,4
<b>140</b>	3,1	77791	5,4
<b>160</b>	2,7	77294	5,4
<b>180</b>	2,4	76912	5,3
<b>200</b>	2,1	76610	5,3
<b>220</b>	1,9	76364	5,3
<b>240</b>	1,8	76160	5,3
<b>260</b>	1,6	75988	5,3
<b>280</b>	1,5	75842	5,3

### 4.3 Závislosti na měrné práci

K cílenému poklesu měrné práce dochází při zvyšování celkového převodového poměru a točivého momentu motoru, a naopak snižováním hmotnosti vozidla a otáček motoru. Na obr. 4.7 je graf znázorňující velikost měrné práce v závislosti na změně celkového převodového poměru (modrá křivka), otáček motoru (černá křivka), hmotnosti vozidla (žlutá křivka) a točivém momentu (červená křivka) při rozjezdu. Z grafu je vidět, že největší vliv na měrnou práci má celkový převod, zejména jeho zmenšování způsobí velké zvýšení hodnoty měrné práce. Naopak nejmenší vliv na měrnou práci má změna velikosti točivého momentu. Otáčky motoru a hmotnost vozidla způsobují změnu měrné práce přibližně stejnou intenzitou.



Obr. 4.7 Graf závislosti měrné práce na celkovém převodu, otáček motoru, hmotnosti vozidla a točivém momentu

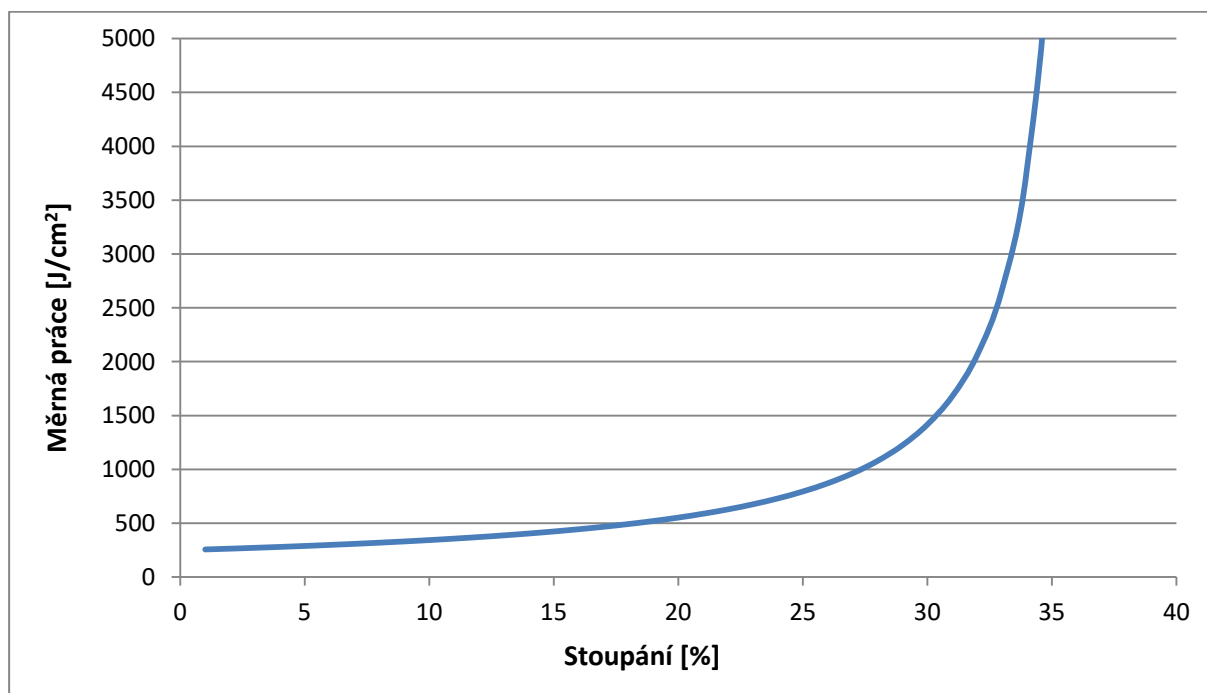
Tab. 4.7 Závislosti měrné práce na celkovém převodu, otáček motoru, hmotnosti vozidla a točivém momentu

Změna	Celkový převod	Otáčky motoru	Hmotnost vozidla	Točivý moment
<b>0,7</b>	311,4	105,7	104,9	152,6
<b>0,8</b>	237,4	120,8	120,2	151,9
<b>0,9</b>	186,9	135,9	135,5	151,4
<b>1</b>	151,0	151,0	151,0	151,0
<b>1,1</b>	124,5	166,1	166,5	150,6
<b>1,2</b>	104,4	181,2	182,1	150,3
<b>1,3</b>	88,8	196,2	197,7	150,1

### 4.3.1 Výpočet maximální stoupavosti

Je-li hodnota měrné práce nekonečná nebo záporná, resp. velmi malá, nelze vozidlo rozjet.<sup>2</sup>

Při rozjezdu do stoupání se na měrné práci projevuje odpor sklonu. Vozidlo zatížené na celkovou hmotnost se s největší pravděpodobností nikdy nedostane do situace, ve které by se nebylo možné rozjet vlivem odporu stoupání se správně pracující spojkou. Při výpočtu tedy bude k vozidlu s celkovou hmotností připojen brzděný přívěsný vozík s maximální dovolenou hmotností, součet jejich hmotností je tedy 3010 kg. Na obr. 4.8 je vidět graf velikosti měrné práce v závislosti na stoupání do 40 %. Z grafu lze vidět, že v 35 % stoupání se měrná práce blíží nekonečnu. To znamená, že takto zatížené vozidlo se přibližně od 35 % stoupání nedá rozjet. Dále je potřeba zdůraznit, že již v 30 % stoupání se doba rozjezdu zvýší na 16,7 s. Zvýšení doby prokluzu v tomto případě zvýší práci při prokluzu na 841 kJ, což má za následek zvýšení přírůstku teploty spojky na 58 °C. Rozjezd v tomto stoupání by za daných podmínek byl velmi problematický.



Obr. 4.8 Graf závislosti měrné práce na stoupání

## 4.4 Závislost na modelu vozidla

Pro porovnání parametrů spojky s modelem 118d (viz. Teoretická část) nejdříve provedu ověření parametrů spojky pro model 120d. Jak už jsem zmínil, spojka je pro oba dva modely shodná, rozdíl je tak pouze v parametrech přenášených maximálních hodnot točivého momentu z 280 na 340 Nm, vyšší celkové hmotnosti vozidla o 30 kg a většího převodového poměru stálého převodu.

Tab. 4.8 Parametry vozidel pro výpočet <sup>6</sup>

	118d	120d
Max. točivý moment / otáčky	280 Nm / 2000 min <sup>-1</sup>	340 Nm / 2000 min <sup>-1</sup>
Celková hmotnost	1810 kg	1840 kg
Stálý převodový poměr	i <sub>0</sub> = 2,47	i <sub>0</sub> = 2,56

### 4.4.1 Výpočet přitlačné síly a měrného tlaku

**Přítlačná síla nezaběhnuté spojky** (dle vztahu 2.11)

$$F_P = \frac{3 \cdot M_m}{2 \cdot \mu \cdot k} \cdot \frac{R_1^2 - R_2^2}{R_1^3 - R_2^3} [\text{N}]$$

$$F_P = \frac{3 \cdot 340}{2 \cdot 2,7 \cdot 2} \cdot \frac{0,12^2 - 0,08^2}{0,12^3 - 0,08^3} = 6213 \text{ N}$$

**Měrný tlak nezaběhnuté spojky** (dle vztahu 2.9)

$$p = \frac{F_P}{\pi \cdot (R_1^2 - R_2^2)} [\text{Pa}]$$

$$p = \frac{6213}{\pi \cdot (0,12^2 - 0,08^2)} = 247 \text{ kPa}$$

**Přítlačná síla zaběhnuté spojky** (dle vztahu 2.21)

$$F_P = \frac{2 \cdot M_m}{\mu \cdot k \cdot (R_1 + R_2)} [\text{N}]$$

$$F_P = \frac{2 \cdot 340}{2,7 \cdot 2 \cdot (0,12 + 0,08)} = 6296 \text{ N}$$

**Měrný tlak nezaběhnuté spojky** (dle vztahu 2.9)

$$p = \frac{F_P}{\pi \cdot (R_1^2 - R_2^2)} [\text{Pa}]$$

$$p = \frac{6296}{\pi \cdot (0,12^2 - 0,08^2)} = 250 \text{ kPa}$$

Tab. 4.9 Porovnání hodnot přitlačné síly a měrného tlaku

	118d	120d
<b>Přítlačná síla nezaběhnuté spojky <math>F_p</math></b>	5117 N	6213 N
<b>Přítlačná síla zaběhnuté spojky <math>F_p</math></b>	5185 N	6296 N
<b>Měrný tlak nezaběhnuté spojky <math>p</math></b>	204 kPa	247 kPa
<b>Měrný tlak zaběhnuté spojky <math>p</math></b>	206 kPa	250 kPa

Potřebná přítlačná síla se vlivem většího točivého momentu zvětšila. U zaběhnuté spojky se zvedla o 1111 N na hodnotu 6296 N. Talířová pružina má přítlačnou sílu 11931 N, takže spojka dokáže přenést 340 Nm u výkonnějšího modelu. Měrný tlak nezaběhnuté a zaběhnuté spojky se zvýšil díky změně potřebné přítlačné síly na hodnoty, které leží stejně jako u slabšího modelu v intervalu doporučených hodnot pro osobní automobily.

#### 4.4.2 Výpočet pevnostních součástí spojky

**Pevnost v krutu drážkového hřídele** (dle vztahu 2.27)

$$\frac{\beta \cdot M_m}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \tau_{dovk} \text{ [MPa]}$$

$$\frac{1,2 \cdot 340}{\frac{\pi \cdot 26,5^3}{16}} \leq \tau_{dovk} \text{ MPa}$$

$$139,6 \leq \tau_{dovk} \text{ MPa}$$

**Střední průměr drážkového hřídele** (dle vztahu 2.28)

$$D_s = \frac{D+d}{2} \text{ [mm]}$$

$$D_s = \frac{29,5+26,5}{2} = 28 \text{ mm}$$

**Účinná plocha drážek** (dle vztahu 2.29)

$$S' = 0,75 \cdot n \cdot \left( \frac{D+d}{2} \right) - 2 \cdot c \text{ [mm}^2\text{/mm]}$$

$$S' = 0,75 \cdot 22 \cdot \left( \frac{29,5+26,5}{2} \right) - 2 \cdot 0,15 = 461,7 \text{ mm}^2\text{/mm}$$

**Délka drážek v náboji** (dle vztahu 2.30)

$$l = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot \beta \cdot M_m}{D_s \cdot S' \cdot p_{dov}} \text{ [mm]}$$

$$l = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 340}{28 \cdot 461,7 \cdot 10} = 6,3 \text{ mm}$$

Tab. 4.10 Porovnání hodnot pevnosti v krutu a délky drážek v náboji

	118d	120d
<b>Pevnost v krutu <math>\tau</math></b>	92 MPa	111,7 MPa
<b>Délka drážek v náboji <math>l</math></b>	5,2 mm	6,3 mm

Větší točivý moment motoru způsobil zvětšení krutu drážkového hřídele tak i minimální délku drážek v náboji neboli délky náboje. Velikost v krutu drážkového hřídele se zvětšila na 111,7 MPa, maximální pevnost v krutu běžně používaných materiálů je přes 200 Mpa, takže drážkový hřídel vyhovuje i pro silnější model. Skutečná délka náboje je 33 mm, minimální hodnota pro silnější model vyšla 6,3 mm, což znamená, že náboj rovněž vyhovuje.

#### 4.4.3 Výpočet oteplení spojky

Jelikož otáčky motoru při rozjezdu a třecí plocha kotouče jsou pro oba dva modely shodné, nebudu je znovu počítat. Začnu tedy výpočtem celkového převodového poměru, který má vlivem stálého převodu jinou hodnotu.

**Celkový převodový poměr** (dle vztahu 2.35)

$$i_c = i_1 \cdot i_0 [-]$$

$$i_c = 5,14 \cdot 2,56 = 13,15$$

**Čas prokluzu** (dle vztahu 2.36)

$$t_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n \cdot m}{i_c \cdot [0,95 \cdot M_m \cdot \frac{i_c}{r_k} - m \cdot g \cdot (tg\alpha + f \cdot \cos\alpha)]} [s]$$

$$t_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,31 \cdot 57,5 \cdot 1840}{13,15 \cdot [0,95 \cdot 340 \cdot \frac{13,15}{0,31} - 1840 \cdot 9,81 \cdot (0 + 0,015 \cdot 1)]} = 1,16 \text{ s}$$

**Práce při prokluzu** (dle vztahu 2.37)

$$A_p = \frac{19,7 \cdot M_m \cdot r_k^2 \cdot n^2 \cdot m}{i_c \cdot [0,95 \cdot M_m \cdot i_c - m \cdot g \cdot r_k (tg\alpha + f \cdot \cos\alpha)]} [J]$$

$$A_p = \frac{19,7 \cdot 340 \cdot 0,31^2 \cdot 57,5^2 \cdot 1840}{13,15 \cdot [0,95 \cdot 340 \cdot 13,15 - 1840 \cdot 9,81 \cdot 0,31 (0 + 0,015 \cdot 1)]} = 71429 \text{ J}$$

**Přírůstek teploty** (dle vztahu 2.40)

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot A_p}{m \cdot c} [^{\circ}\text{C}]$$

$$\Delta t = \frac{0,5 \cdot 71,2}{15,0 \cdot 4815} = 4,9 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

**Měrná práce** (dle vztahu 2.38)

$$\bar{a} = \frac{19,7 \cdot M_m \cdot r_k^2 \cdot n^2 \cdot m}{S \cdot i_c \cdot [0,95 \cdot M_m \cdot i_c - m \cdot g \cdot r_k (tg\alpha + f \cdot \cos\alpha)]} [\text{J/cm}^2]$$

$$\bar{a} = \frac{19,7 \cdot 340 \cdot 0,31^2 \cdot 57,5^2 \cdot 1840}{502,4 \cdot 13,15 \cdot [0,95 \cdot 340 \cdot 13,15 - 1840 \cdot 9,81 \cdot 0,31 (0 + 0,015 \cdot 1)]} = 142,2 \text{ J/cm}^2$$

*Tab. 4.11 Porovnání doby prokluzu, práce při prokluzu, měrné práce a přírůstku teploty*

	<b>118d</b>	<b>120d</b>
<b>Čas prokluzu <math>t_p</math></b>	1,5 s	1,16 s
<b>Práce při prokluzu <math>A_p</math></b>	75842 J	71429 J
<b>Přírůstek teploty <math>\Delta t</math></b>	5,2°C	4,9°C
<b>Měrná práce <math>\bar{a}</math></b>	150,9 J/cm <sup>2</sup>	142,2 J/cm <sup>2</sup>

U výkonnějšího modelu 120d poklesla doba prokluzu spojky při rozjezdu o 0,34 s. Zmenšení práce při prokluzu o 4413 J má za následek snížení teplotního přírůstku při rozjezdu o 0,3 °C. K zmenšení doby prokluzu, práce při prokluzu, přírůstku teploty a měrné práce spojky má v tomto případě vliv zejména použití stálého převodu s vyšším stálým poměrem. Souvislost celkového převodu je vysvětlena v kapitole 4.2. Menší vliv na snížení těchto parametrů měl i vyšší točivý moment motoru. Naopak k malému navýšení těchto parametrů přispěla vyšší celková hmotnost modelu 120d. Vzhledem ke snížení měrné práce se dá předpokládat větší životnost spojky u výkonnějšího modelu.

## 5 Závěr

Cílem práce bylo ověřit parametry spojky osobního automobilu BMW 118d e87 zejména na základě změny jízdních situací. K výpočtům bylo potřeba znát rozměry spojky, které jsem naměřil při výměně spojkové sady u daného vozidla. V teoretické části jsem uvedl rozdělení spojek a následně jsem popsal konstrukční části třecí kotoučové spojky s talířovou pružinou, kterou je vozidlo vybaveno. Dále jsem popsal rozjezdový diagram a uvedl vzorce k ověření parametrů spojky. Pomocí uvedených vzorců jsem provedl kontrolní výpočet spojky, který podle očekávání vyšel správně. V následující kapitole jsem popsal vozidlo a vytvořil tabulku s technickými parametry. Následně jsem uvedl změny jízdních situací, vlivem kterých budu ověřovat parametry spojky.

V praktické části jsem se nejdříve věnoval potřebné přitlačné síle. Při opotřebení spojky dochází ke snížení přitlačné síly od talířové pružiny, a tím spojka nemusí být schopna přenést všechny točivý moment od motoru. Vypočítal jsem tedy minimální potřebnou přitlačnou sílu, pomocí které spojka přenesení točivý moment v závislosti na rychlosti vozidla a velikosti stoupání. Dále jsem počítal změnu doby prokluzu, práce při zrychlení a oteplení spojky v závislosti na změně hmotnosti, velikosti stoupání, změně převodového poměru a změně točivého momentu. K překročení podmínky o oteplení spojky dochází až při značném zatížení vozidla a při velkém stoupání, které není na silnicích časté. Došel jsem tedy k závěru, že ani za ztížených provozních podmínek nebude docházet k přehřívání spojky. Velikost točivého momentu od motoru nemá zásadní vliv na práci při prokluzu a teplotního přírůstku spojky ale pouze na dobu prokluzu. V třetí podkapitole jsem vytvořil graf závislosti měrné práce na velikosti celkového převodu, otáček motoru, celkové hmotnosti a točivém momentu, aby měl čtenář představu, jaký vliv mají tyto parametry na opotřebení spojky. Dále jsem pomocí měrné práce vypočítal maximální stoupavost. Nakonec jsem porovnával parametry spojky v závislosti na typu vozidla. Došel jsem k závěru, že spojka je konstrukčně navržena i pro větší točivý moment silnějšího modelu.



## Seznam použité literatury

1. Matějka, R. *Vozidla silniční dopravy I*. Bratislava: Alfa Bratislava, 1990. ISBN 80-05-00392-7.
2. Matějka, R. *Vozidla silniční dopravy II*. Bratislava: Alfa Bratislava, 1990. ISBN 80-7100-074-4.
3. Kovanda, J., Resl, I., Socha, J.: *Konstrukce automobilů*. Praha: ČVUT Praha, 1997. 120 pp., ISBN 80-01-01624-2.
4. RICHTÁŘ, Ing. Michal, Ing. Jakub ŠMIRAUS a Ing. Pavel DRESLER. *Stavba silničních vozidel* [online]. VŠB TU Ostrava, 2017 [cit. 2019-05-10]. ISBN 978-80-248-3264-7. Dostupné z: [https://issuu.com/michdor/docs/m9\\_text](https://issuu.com/michdor/docs/m9_text)
5. *Talířové pružiny* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/springs/help/cz/springstxt.htm>
6. *Technische daten BMW 1er* [online]. 2005 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: [http://www.treffseiten.de/bmw/info/daten\\_118d\\_120d\\_05\\_09.pdf](http://www.treffseiten.de/bmw/info/daten_118d_120d_05_09.pdf)
7. *Dvouhmotový setrvačnick* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <http://cz.bmwfans.info/parts-catalog/21207565745/>
8. *Abmessungen* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: [http://box.motorline.cc/autowelt/pdf/bmw1\\_technik.pdf](http://box.motorline.cc/autowelt/pdf/bmw1_technik.pdf)
9. Ing. Michal Richtář, Ph.D.